

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

Carlos Henrique Moreira Braga

**ELIMINAÇÃO DO R-22, RETROFIT E NOVOS FLUIDOS REFRIGERANTES COM
BAIXO GWP – ESTUDO COMPARATIVO COM OS FLUIDOS REFRIGERANTES
R-444B E R-454C**

Belo Horizonte

2024

Carlos Henrique Moreira Braga

**ELIMINAÇÃO DO R-22, RETROFIT E NOVOS FLUIDOS REFRIGERANTES COM
BAIXO GWP – ESTUDO COMPARATIVO COM OS FLUIDOS REFRIGERANTES
R-444B E R-454C**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de concentração de energia e sustentabilidade e linha de pesquisa Refrigeração, Bombas de Calor e Condicionamento de Ar.

Orientador: Prof. Dr. Willian Moreira Duarte

Coorientador: Prof. Dr. Juan Jose Garcia Pabon

Belo Horizonte

2024

B813e

Braga, Carlos Henrique Moreira.

Eliminação do R-22, retrofit e novos fluidos refrigerantes com baixo GWP - estudo comparativo com os fluidos refrigerantes R-444B e R-454C [recurso eletrônico] / Carlos Henrique Moreira Braga. - 2024.
1 recurso online (121 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Willian Moreira Duarte.

Coorientador: Juan Jose Garcia Pabon.

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

Apêndice: f. 96-105.

Anexos: f. 106-121.

Bibliografia: f. 91-95.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Refrigeradores - Teses.
3. Energia - Consumo - Teses. 4. Sustentabilidade - Teses. 5. Modelos matemáticos - Teses. 7. Fluidos refrigerantes - Teses. 8. Refrigeração - Teses. 9. Trocadores de calor - Teses. 10. Aquecimento global - Teses.
I. Duarte, Willian Moreira. II. Garcia Pabon, Juan Jose. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621 (043)



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

FOLHA DE APROVAÇÃO

ELIMINAÇÃO DO R22, RETROFIT E NOVOS FLUIDOS REFRIGERANTES COM BAIXO GWP – ESTUDO COMPARATIVO COM OS FLUIDOS REFRIGERANTES R-444B E R-454C

CARLOS HENRIQUE MOREIRA BRAGA

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. Willian Moreira Duarte (Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Juan José Garcia Pabón (Coorientador - Instituto de Engenharia Mecânica/UNIFEI), Dr. Luiz Machado (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Oscar Ricardo Sandoval Rodriguez (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG) e Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri (Departamento de Engenharia Mecânica/CEFET), 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 29 de fevereiro de 2024.

Por:



Documento assinado eletronicamente por **Willian Moreira Duarte, Professor do Magistério Superior**, em 07/03/2024, às 15:08, 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 **Juan Jose Garcia Pabon, Usuário Externo**, em 09/03/2024, às 22:02, 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 **Oscar Ricardo Sandoval Rodriguez, Professor do Magistério Superior**, em 11/03/2024, às 19:17, 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 **Paulo Eduardo Lopes Barbieri, Usuário Externo**, em 12/03/2024, às 18:01, 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 **Luiz Machado, Decano(a)**, em 12/03/2024, às 18:03, 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?](https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0)

[acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0](https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **3086917** e o código CRC **FE4C4B45**.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço à minha esposa Bruna, aos meus filhos Liam e Sophia, que chegaram em meio a esta jornada, quase me fizeram desistir, mas me fizeram ter forças para continuar e concluí-la e aos meus filhos de quatro patas Titi, Gon e Liz, que diariamente me abastecem com pelo menos uma injeção de ânimo.

Agradeço ao mestre e amigo, Professor Luiz Machado, pelo incentivo, pelos brainstorms e por ter sido o idealizador deste trabalho.

Acima de tudo e todos, agradeço ao meu brilhante orientador, Professor Willian Duarte, por toda a atenção, suporte e dedicação ao longo do processo, por ter viabilizado a concepção do modelo matemático consolidado neste trabalho e, principalmente, por não ter desistido de mim quando eu mesmo já não tinha mais tanta energia e esperança para buscar o resultado almejado.

Aproveito para agradecer também às estudantes Maria Ramirez, Monica Ortiz e Franciane Silva pelo suporte fundamental na realização dos testes experimentais, ao professor Antônio Maia por disponibilizar instrumentos essenciais para a realização dos testes experimentais e ao CEMTEC pelo suporte na calibração dos termopares e imagens termográficas.

Por fim, agradeço à empresa ATAC Engenharia de Climatização pela doação da unidade condicionadora de ar utilizada no experimento e pela instalação da bancada de testes.

Este trabalho foi apoiado pela Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG) através do processo APQ-01469-17. Este estudo foi financiado em parte pela Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código Financeiro 001 e pelo Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq).

RESUMO

Os sistemas de climatização possuem grande relevância no contexto da questão ecológica do planeta e da sustentabilidade. Pode-se dizer que, direta ou indiretamente, eles estão presentes na vida de mais de sete bilhões de pessoas. Em se tratando de sistemas de climatização, algumas soluções que têm ganhado cada vez mais destaque dizem respeito ao retrofit desses sistemas, entre as quais se destacam novas tecnologias de fluidos refrigerantes. O presente trabalho tem como objetivo avaliar o processo de substituição do fluido refrigerante R-22 em sistemas de climatização pelos fluidos refrigerantes R-444B e R-454C devido à grande quantidade de sistemas que ainda o utilizam, sobretudo em países em desenvolvimento, como o Brasil. De modo a permitir uma comparação efetiva entre os fluidos refrigerantes, foi elaborada um modelo matemático para mensurar a capacidade de resfriamento, o consumo elétrico e o coeficiente de performance de sistemas de climatização utilizando os fluidos em um sistema de climatização originalmente concebido para operar com o R-22. O modelo matemático dos trocadores de calor foi desenvolvido usando a técnica de fronteira móvel e o compressor foi modelado como recomendado pela norma ISO9309. O modelo foi validado experimentalmente comparando diversos resultados obtidos no laboratório usando o R-22. Considerando todas as grandezas validadas, 95% dos resultados encontram-se dentro da faixa de erro de $\pm 10\%$. Houve uma redução média na capacidade de resfriamento de 6,3% do R-444B e de 8,9% do R-454C quando comparados com o R-22. Além disso, houve um aumento médio no consumo elétrico de 10,0% do R-444B e de 3,7% do R-454C quando comparados com o R-22. Consolidando estes dados, houve uma redução média no COP de 14,7% do R-444B e de 12,1% do R-454C quando comparados com o R-22. Em consonância com os resultados disponíveis na literatura especializada, houve uma queda de desempenho do sistema quando operando com os novos fluidos refrigerantes.

Palavras-chave: Ar condicionado; Retrofit; Modelo; R-22; HFO; R-444B; R-454C.

ABSTRACT

Air conditioning systems have great relevance in the context of the planet's ecological issues and sustainability. It can be said that, directly or indirectly, they are present in the lives of more than seven billion people. When it comes to air conditioning systems, some solutions that have gained increasing prominence concern the retrofit of these systems, among which new refrigerant technologies stand out. The present work aims to evaluate the process of replacing the refrigerant fluid R-22 in air conditioning systems with refrigerant fluids R-444B and R-454C due to the large number of systems that still use it, especially in developing countries, such as Brazil. In order to allow an effective comparison between refrigerant fluids, a mathematical model was developed to measure the cooling capacity, electrical consumption and coefficient of performance of air conditioning systems using the fluids in an air conditioning system originally designed to operate with the R-22. The mathematical model of the heat exchangers was developed using the moving boundary technique and the compressor was modeled as recommended by the ISO9309 standard. The model was experimentally validated by comparing several results obtained in the laboratory using R-22. Considering all validated quantities, 95% of the results are within the error range of $\pm 10\%$. There was an average reduction in cooling capacity of 6.3% for R-444B and 8.9% for R-454C when compared to R-22. Furthermore, there was an average increase in electrical consumption of 10.0% for R-444B and 3.7% for R-454C when compared to R-22. Consolidating these data, there was an average reduction in COP of 14.7% for R-444B and 12.1% for R-454C when compared to R-22. In line with the results available in the specialized literature, there was a drop in system performance when operating with new refrigerant fluids.

Keywords: Air conditioning; Retrofit; Model; R-22; HFO; R-444B; R-454C.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURAS

Figura 1 – Desenho esquemático do ciclo de refrigeração de Carnot.....	22
Figura 2 – Diagrama temperatura x entropia do ciclo de refrigeração de Carnot.....	23
Figura 3 – Ciclo padrão de compressão a vapor	25
Figura 4 – Ciclo real de compressão a vapor	26
Figura 5 – Representação de sistema do tipo mini-split	45
Figura 6 – Vista em planta da instalação	46
Figura 7 – Vistas em corte da instalação.....	46
Figura 8 – Fotografia do interior da câmara	47
Figura 9 – Fotografia do exterior da câmara.....	48
Figura 10 – Esquema do fluxo de fluido refrigerante na serpentina do evaporador.....	49
Figura 11 – Diagrama da instrumentação da instalação	50
Figura 12 – Padrão da simbologia da instrumentação	50
Figura 13 – Efetividade para trocadores de calor para escoamento do tipo “crossflow” com fluidos não misturados	61
Figura 14 – Fluxograma do modelo.....	64
Figura 15 – Comparação dos rendimentos volumétricos e mecânicos do compressor.....	68
Figura 16 – Validação da capacidade de resfriamento	75
Figura 17 – Validação do consumo.....	75
Figura 18 – Validação do COP	76
Figura 19 – Comparação da capacidade de resfriamento dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do condensador constante, igual a 35°C)	78
Figura 20 – Comparação da capacidade de resfriamento dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do evaporador constante, igual a 24°C).....	79
Figura 21 – Comparação do consumo elétrico dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do condensador constante, igual a 35°C).....	80
Figura 22 – Comparação do consumo elétrico dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do evaporador constante, igual a 24°C)	80
Figura 23 – Comparação do COP dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do condensador constante, igual a 35°C).....	81
Figura 24 – Comparação do COP dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do evaporador constante, igual a 24°C).....	82
Figura 25 – Comparação da vazão mássica dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do condensador constante, igual a 35°C).....	83
Figura 26 – Comparação da vazão mássica dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do evaporador constante, igual a 24°C)	83
Figura 27 – Comparação da capacidade de resfriamento específica dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do condensador constante, igual a 35°C)	84
Figura 28 – Comparação da capacidade de resfriamento específica dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do evaporador constante, igual a 24°C).....	85
Figura 29 – Comparação do consumo específico dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do condensador constante, igual a 35°C)	86

Figura 30 – Comparação do consumo específico dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do evaporador constante, igual a 24°C)	86
Figura 31 – Comparação das temperaturas de descarga do compressor dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do condensador constante, igual a 35°C)	87
Figura 32 – Comparação das temperaturas de descarga do compressor dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do evaporador constante, igual a 24°C).....	88

QUADROS

Quadro 1 – Nomenclatura dos fluidos refrigerantes	27
Quadro 2 – Composição dos fluidos usados nas simulações	33
Quadro 3 – Comparação entre fluidos refrigerantes para utilização em sistemas de climatização ...	34
Quadro 4 – Estudos a respeito do “estado da arte” sobre o tema.....	42
Quadro 5 – Dados de entrada do modelo	53
Quadro 6 – Dados de entrada do modelo	77

TABELAS

Tabela 1 – Constantes C_1 e m para o escoamento de ar sobre uma matriz tubular.....	58
Tabela 2 – Constante C_2 para o escoamento de ar sobre uma matriz tubular	59
Tabela 3 – Cálculos dos rendimentos do compressor com base nas informações de catálogo.....	67
Tabela 4 – Cálculos dos coeficientes da Equação (3).....	68
Tabela 5 – Medições experimentais realizadas.....	71
Tabela 6 - Resultados experimentais	72
Tabela 7 – Validação do Modelo (Correlação de Sun Mishima).....	73
Tabela 8 – Validação do Modelo (Correlação de Liu Winterton)	74
Tabela 9 – Condições Operacionais da Simulação	77

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras latinas

A	área, [m ²];
COP	coeficiente de performance, [adimensional];
c_p	calor específico à pressão constante, [J/kg.K];
\dot{C}	capacidade calorífica, [W/K];
d	diâmetro, [m];
EER	razão de eficiência energética, [adimensional];
F	força, [N];
GWP	global warming potential (ou potencial de aquecimento global), [adimensional];
G	velocidade mássica, [kg/(m ² s)];
H	coeficiente convectivo, [W/(m ² K)];
h	entalpia, [kJ/kg];
k	Condutividade térmica, [W/(mK)];
L	comprimento, [m];
\dot{m}	vazão mássica, [kg/s];
M	massa molecular, [kg/kmol];
N	rotação do compressor, [Hz];
ODP	ozone depletion potential (ou potencial de depleção do ozônio), [adimensional];
P	pressão, [Pa];
S	espaçamento dos tubos [m];
q	fluxo de calor, [W/m ²];
\dot{Q}	taxa de transferência de calor, [W];
T	temperatura, [K];

t	tempo, [s];
V	velocidade, [m/s];
\dot{V}	vazão volumétrica, [m ³ /s];
\dot{W}	potência, [W];
x	título de vapor, [adimensional];

Letras gregas e Símbolos especiais

δ	espessura da aleta [m];
ε	efetividade, [adimensional];
ϵ	rugosidade, [adimensional];
σ	tensão superficial, [N/m];
ρ	densidade, [kg/m ³];
μ	viscosidade, [Pa.s];
η	eficiência, [adimensional];
ν	volume específico, [m ³ /kg];
∇	cilindrada do compressor, [m ³];
ω	humidade absoluta [kg/kg];

Números adimensionais

Nu	Nusselt;
Re	Reynolds;
Pr	Prandtl;
f	fator de atrito de Darcy;
We	Weber;
Bo	número de ebulição;

NUT número de unidades de transferência;

Subscritos

- 1 entrada do compressor e saída do evaporador;
- 2 entrada do condensador e saída do compressor;
- 2S saída do compressor considerando processo de compressão isentrópico;
- 3 entrada do tubo capilar e saída do condensador;
- 4 entrada do evaporador e saída do tubo capilar;
- abs valor absoluto;
- amb ambiente;
- ar ar
- e referente à entrada no volume de controle;
- elm eletromecânico;
- E evaporador;
- C condensador;
- cr crítica;
- f referente ao fluido;
- fr frio;
- i interno;
- IS isentrópico;
- l líquido;
- L longitudinalmente em relação ao escoamento;
- m referente ao valor médio;
- max máximo;
- min mínimo;

o externo;

perda referente às perdas;

rel valor relativo;

q quente;

s referente à saída do volume de controle;

T transversalmente ao escoamento;

v vapor;

vol volumétrica;

NOMENCLATURAS

AB	Alkylbenzene (Alquilbenzeno)
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABRAS	Associação Brasileira de Supermercados
ABRAVA	Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
CFC	Clorofluorcarboneto
GIZ	Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit
HBFC	Hidrobromofluorcarboneto ou bromofluorcarboneto hidrogenado
HCFC	Hidroclorofluorcarboneto ou clorofluorcarboneto hidrogenado
HFC	Hidrofluorcarboneto
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
IBAMA	Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis
LCCP	Life Cycle Climate Performance
MMA	Ministério do Meio Ambiente
MO	Mineral Oil (Óleo Mineral)
NBR	Norma Brasileira
ONU	Organização das Nações Unidas
PNUD	Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento
POE	Polyolester (Polioléster)
SI	Sistema Internacional
TEWI	Total Equivalent Warming Impact
WWF	World Wide Fund

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1	CONCEITOS FUNDAMENTAIS	21
2.1.1	Propriedades termodinâmicas.....	21
2.1.2	Sistemas de refrigeração e climatização	21
2.1.3	Fluidos refrigerantes	27
2.1.4	Comparativo entre fluidos refrigerantes.....	31
2.1.5	Estado da arte	35
3	METODOLOGIA.....	45
3.1	DESCRIÇÃO DO SISTEMA EM ESTUDO	45
3.2	ESPECIFICAÇÃO DA INSTRUMENTAÇÃO	49
3.3	CONSIDERAÇÕES DO MODELO.....	52
3.4	DESCRIÇÃO DO MODELO	53
3.5	FLUXOGRAMA DO MODELO	63
3.6	CONSIDERAÇÕES PARA DETERMINAÇÃO E COMPARAÇÃO DE Q E DO COP.....	65
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	67
4.1	CÁLCULOS DOS RENDIMENTOS DO COMPRESSOR.....	67
4.2	VALIDAÇÃO DO MODELO.....	69
4.3	COMPARAÇÃO ENTRE OS FLUIDOS	77
5	CONCLUSÕES.....	89
6	REFERÊNCIAS.....	91
	APÊNDICE 1 – CÓDIGO FONTE	96
	ANEXO 1 – CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO DOS INSTRUMENTOS UTILIZADOS	106

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração e climatização fazem parte do dia-a-dia de grande parte da população mundial desde o início do século XX, quando Willis Carrier desenvolveu a primeira unidade condicionadora de ar nos padrões atuais. Como grande parte das tecnologias desenvolvidas até os dias atuais, as tecnologias de refrigeração têm sido aperfeiçoadas ou modificadas desde então pelos mais diversos motivos, indo desde a redução de espaço ocupado pelos componentes do sistema (como os trocadores de calor, por exemplo), passando pela otimização da eficiência energética e indo até o tipo de fluido refrigerante utilizado, levando em conta as suas diversas propriedades para o projeto e dimensionamento dos equipamentos.

Impulsionados pelos estudos conduzidos por Molina e Rowland (1974), em meados da década de 1970, conceitos relativos ao meio ambiente ganharam grande relevância no meio científico, sobretudo quando associados aos termos “camada de ozônio” e “efeito estufa”, especialmente após o estabelecimento do Protocolo de Montreal e do Protocolo de Kyoto. Portanto, várias tecnologias consagradas tiveram que ser revistas devido à não conformidade com alguns parâmetros estabelecidos pelo slogan da sustentabilidade, inclusive no que diz respeito aos sistemas de refrigeração e climatização.

No que tange ao âmbito desses conceitos, alguns dos grandes “vilões” da atualidade são os refrigeradores e equipamentos de ar condicionado, sobretudo aqueles que utilizam fluidos refrigerantes derivados de CFC’s (clorofluorcarbonetos) ou HCFC’s (hidroclorofluorcarbonetos ou clorofluorcarbonetos hidrogenados), tal como o R-22, ainda muito utilizado em países em desenvolvimento, como o Brasil, devido, sobretudo, às excelentes propriedades termodinâmicas desses fluidos refrigerantes, conforme pontuado por Stoecker (1985). Embora já existam fluidos refrigerantes à base de HFC (hidrofluorcarbonetos), considerados como “ecologicamente corretos” e consolidados e difundidos no mercado (tal como o R-410A, por exemplo), a sua utilização ainda apresenta alguns problemas, entre os quais se destacam o alto nível de GWP (global warming potential) e os níveis de pressão de trabalho consideravelmente superiores aos de outros fluidos refrigerantes, conforme será apresentado e discutido posteriormente no presente trabalho.

Um grande problema associado à adesão ao Protocolo de Montreal diz respeito à destinação dos equipamentos projetados para funcionarem com CFC’s ou HCFC’s, tendo em vista que, com a iminente descontinuação desses fluidos refrigerantes no mercado, em tese, eles não possuiriam mais serventia. Desta forma, portanto, é razoável supor que esses equipamentos seriam descartados ou vendidos como sucata (ainda que apresentassem bom estado de conservação e de funcionamento). O maior inconveniente desta situação é que uma grande parcela dos sistemas de refrigeração e

climatização instalados atualmente utiliza HCFC's. Além disso, grandes empresas possuem estoques de equipamentos usados esporadicamente e que conseqüentemente ainda possuem uma grande vida útil que também utilizam HCFC's. Por fim, é importante acrescentar que ainda hoje são comercializados equipamentos que utilizam HCFC's como fluido refrigerante.

O objetivo deste trabalho consiste em apresentar alternativas para retrofit de sistemas projetados para operar com o R-22. Neste contexto, são apresentados os fluidos refrigerantes R-444B e R-454C, da família dos HFO (ou Hidro Fluor Oleofinas), também conhecidos como fluidos refrigerantes da 4ª geração, que, por possuírem baixos valores de GWP, podem ser considerados opções de retrofit para o R-22 ecologicamente adequadas. Será então realizada a análise da viabilidade energética e econômica desta alteração em equipamentos existentes. Os objetivos específicos são: (i) Elaboração de um modelo matemático de um condicionador de ar do tipo split; (ii) Produção de um banco de dados experimentais com um condicionador de ar do tipo split; (iii) Validação do modelo matemático; (iv) Identificação e mensuração de impactos gerados pela substituição do fluido por meio do modelo matemático.

O presente trabalho consiste em 5 capítulos. No capítulo 1 foi realizada uma introdução, contemplando a contextualização, justificativa e objetivo do presente trabalho. No Capítulo 2 é realizada uma abordagem ao referencial teórico que subsidia todas as premissas, convenções e diretrizes adotadas, por meio de uma breve retrospectiva de alguns pontos inerentes, sobretudo, às disciplinas de Termodinâmica, Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos, além da descrição dos sistemas de refrigeração e climatização, seguida de uma análise específica e criteriosa dos fluidos refrigerantes, sendo concluído por meio de um compilado de alguns dos estudos mais atuais e relevantes sobre o tema, denominado "Estado da arte". O Capítulo 3 é destinado à descrição da metodologia adotada, incluindo os materiais e instrumentos utilizados, procedimentos adotados e considerações realizadas. No Capítulo 4 são realizadas as análises e discussões dos resultados obtidos por meio da realização dos testes com os fluidos refrigerantes R-22, R-444B e R-454C, bem como as observações a serem levadas em consideração nos testes a serem realizados com outros fluidos refrigerantes em futuros trabalhos. Por fim, o Capítulo 5 apresenta as principais conclusões do trabalho e algumas recomendações destinadas a estudos futuros na área.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Embora o tema principal do presente trabalho seja fluidos refrigerantes, é necessário compreender adequadamente o seu papel em sistemas de refrigeração e climatização para que se possa avaliá-los sob um contexto real e concreto, de modo que as conclusões apresentadas neste trabalho não se limitem a um âmbito meramente teórico ou abstrato. Neste sentido, será apresentado a seguir um breve resumo sobre o funcionamento desses sistemas.

2.1 Conceitos fundamentais

A análise realizada no presente trabalho se concentra nos conceitos da Termodinâmica e Transferência de Calor relativos à energia transmitida e à eficiência térmica do processo de refrigeração, cujos conceitos fundamentais serão apresentados a seguir.

2.1.1 Propriedades termodinâmicas

Em uma primeira instância, é necessário definir os parâmetros mais relevantes inerentes aos fluidos refrigerantes, entre os quais se destacam as suas propriedades termodinâmicas. Segundo Stoecker e Jones (1985), “uma propriedade é uma característica ou atributo da matéria que pode ser avaliada quantitativamente, tais como temperatura, pressão e densidade”. Outros parâmetros, tais como trabalho e calor, no entanto, não são considerados propriedades, embora possam ser determinados em termos de variação das mesmas.

Ainda segundo estes autores, uma vez que os sistemas de refrigeração e climatização baseiam-se nas disciplinas supracitadas, o estado do fluido refrigerante pode ser definido por meio de suas propriedades. Tendo em vista que essas propriedades possuem uma correlação conhecida, na maioria das vezes é necessário mensurar somente duas ou três propriedades para definir o estado do sistema. Por fim, definido o estado, todas as outras propriedades (além das duas ou três que o definem) podem ser determinadas. No que concerne aos sistemas em estudo, as propriedades mais relevantes são temperatura, pressão, densidade ou volume específico, calor específico, entalpia, entropia e título (propriedade que consiste na proporção, em massa, de vapor na mistura líquido-vapor).

2.1.2 Sistemas de refrigeração e climatização

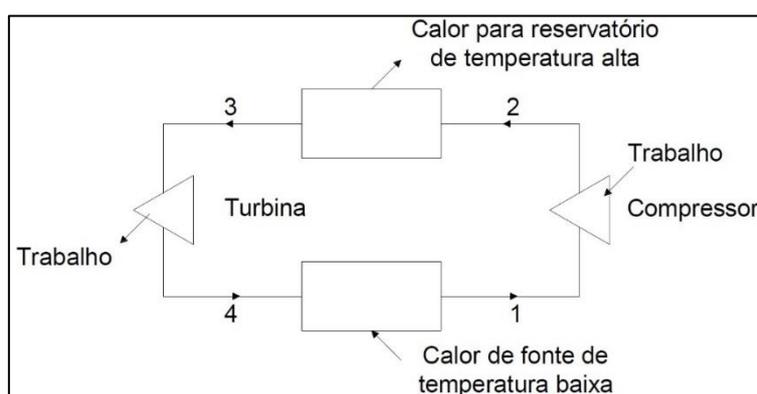
O ciclo de compressão a vapor é o ciclo mais utilizado em sistemas de refrigeração e climatização. Neste ciclo, o vapor é comprimido, condensado, tem sua pressão reduzida e então

evaporado a baixa pressão. Segundo Costa (1982), nesse ciclo, “tanto o calor cedido pelo fluido à fonte quente (meio ambiente) como o retirado pelo mesmo da fonte fria (meio a refrigerar) são majoritariamente calores latentes (calor de condensação ou vaporização)”. Desta forma, segundo o autor, as trocas térmicas que se verificam isobaricamente nos trocadores de calor passam a ser também praticamente isotérmicas, o que aproxima mais o ciclo de transformações seguido pelo fluido em evolução ao ciclo de refrigeração de Carnot.

O ciclo de refrigeração de Carnot pode ser utilizado para idealizar o funcionamento de um sistema de refrigeração. Este ciclo serve como referência para a eficiência dos ciclos reais e apresenta a máxima eficiência possível entre duas temperaturas dadas, transferindo energia do nível mais baixo de temperatura para o mais alto, demandando a ação de trabalho externo.

Esse ciclo pode ser operado por 4 elementos básicos: um compressor, um trocador de calor para alta temperatura (condensador), uma turbina e um trocador de calor para baixa temperatura (evaporador). O desenho esquemático pode ser visualizado na Figura 1.

Figura 1 – Desenho esquemático do ciclo de refrigeração de Carnot



Fonte: Elaborado pelo autor.

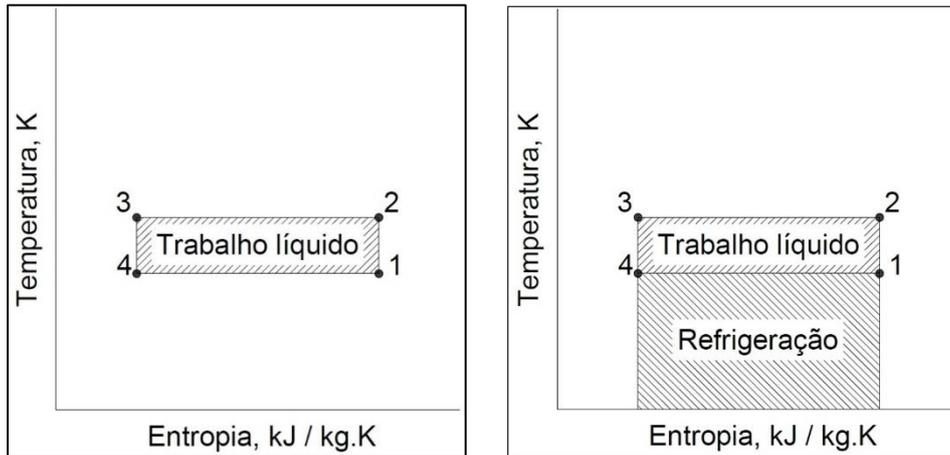
Os processos que ocorrem neste ciclo são:

- 1-2: Compressão adiabática
- 2-3: Rejeição isotérmica de calor
- 3-4: Expansão adiabática
- 4-1: Recebimento isotérmico de calor

O diagrama temperatura-entropia do ciclo de refrigeração de Carnot possui uma forma retangular (por possuir processos isotérmicos e isentrópicos), cujos pontos principais podem ser visualizados na Figura 2. Deve-se observar que o verdadeiro objetivo desse ciclo é a etapa do processo 4-1, no qual o calor é extraído da fonte de baixa temperatura. As demais etapas do processo no ciclo de refrigeração de Carnot consistem, essencialmente, na transferência da energia retirada da fonte de

baixa temperatura para outra de alta temperatura e no trabalho produzido pela turbina (ou outra máquina a vapor). O trabalho líquido é a diferença entre o trabalho do compressor e o produzido pela turbina.

Figura 2 – Diagrama temperatura x entropia do ciclo de refrigeração de Carnot



Fonte: Elaborado pelo autor.

Uma vez definido o objetivo básico do processo em questão, é necessário definir também os seus parâmetros de avaliação, tais como desempenho, eficácia ou eficiência. Tal como em uma ampla gama de outras situações, o desempenho do processo pode ser obtido pela razão entre a quantidade do que se deseja pela quantidade do que se gasta. Desta forma, Stoecker e Jones (1985) apresentam o desempenho de um ciclo frigorífico como coeficiente de eficácia, cuja expressão é apresentada na Equação (1), a seguir:

$$COP = \frac{\text{Refrigeração útil}}{\text{Trabalho líquido}} \quad (1)$$

Tendo em vista que a refrigeração útil pode ser entendida como o objetivo do processo, pode-se constatar que o coeficiente de eficácia é igual à razão entre a refrigeração gerada pela etapa do processo 4-1 e o trabalho fornecido pelo compressor realizado na etapa do processo 1-2.

Infelizmente, não é possível reproduzir o ciclo de refrigeração de Carnot. No entanto, segundo Stoecker e Jones (1985), “os ciclos reais devem ser construídos de tal modo que se aproximem o máximo possível do ciclo de refrigeração de Carnot, que é o mais eficiente”. Ainda segundo os autores, “os processos reversíveis não podem ser reproduzidos, mas a forma retangular do ciclo no diagrama temperatura-entropia deveria ser mantida, fazendo com que todo o calor seja recebido a um nível de temperatura e rejeitado a outro”.

De modo a se aproximar do aspecto do diagrama do ciclo de refrigeração de Carnot, deve ser utilizado um fluido refrigerante que se condense durante a rejeição de calor e se evapore durante a retirada de calor, de modo que ele opere somente evaporando na baixa temperatura e somente condensando na alta temperatura. O ciclo de refrigeração de Carnot de referência funcionaria, portanto, entre as linhas de líquido saturado e vapor para dado fluido refrigerante.

Em uma primeira análise, considerando o ciclo de compressão a vapor como ideal, pode-se dizer que os processos 2-3 e 4-1, representados na Figura 2, são isobáricos e isotérmicos (uma vez que ocorrem durante a mudança de fase). Desta forma, o processo 2-3 é um processo de condensação enquanto o processo 4-1 é um processo de evaporação, ocorrendo nos componentes denominados condensador e evaporador, respectivamente.

Um ciclo de compressão a vapor real, no entanto, apresenta algumas diferenças significativas quando comparado com um ciclo de refrigeração de Carnot, sobretudo nos processos de compressão e expansão. Em um ciclo de refrigeração de Carnot, o processo de compressão 1-2, representado na Figura 1, ocorre inteiramente na região bifásica, em um processo denominado compressão úmida. Segundo Stoecker e Jones (1985), no entanto, este tipo de compressão não é recomendado pois o fluido refrigerante na fase líquida pode danificar as válvulas e o cabeçote dos compressores, além da possibilidade de “lavar” a superfície do cilindro, eliminando o óleo e acelerando o seu processo de desgaste.

Com o objetivo de evitar a compressão úmida, os sistemas de compressão a vapor reais são projetados de modo a comprimir o fluido refrigerante de forma que o ponto 2 do diagrama representado na Figura 2 corresponda a um estado de vapor superaquecido. Stoecker e Jones (1985) afirmam que a área do ciclo na região de vapor superaquecido acima da temperatura de condensação é usualmente denominada extremidade superaquecida, que, no diagrama temperatura-entropia, representa o trabalho adicional para assegurar o denominado processo de compressão seca.

Uma outra alteração com relação ao ciclo de refrigeração de Carnot diz respeito ao processo de expansão. Segundo Stoecker e Jones (1985), a utilização de uma turbina para realizar o processo de expansão apresentaria algumas dificuldades, a saber: o fato de o trabalho de expansão ser pequeno comparado ao de compressão, problemas de lubrificação devido ao escoamento bifásico e os custos elevados associados à utilização de uma turbina, o que não se justificaria sob o ponto de vista econômico. Segundo os autores, a despeito desses obstáculos, “existe ainda, entretanto, a necessidade de reduzir a pressão do líquido no processo 3-4 representado na Figura 2, o que é conseguido geralmente por um estrangulamento, por meio de uma válvula ou qualquer tipo de restrição”. Se, neste processo, as variações de energia cinética e potencial forem desprezíveis e se não houver transferência de calor, tem-se um processo isoentálpico, ou seja, h_4 é igual a h_3 , em que h representa

a entalpia. Deve-se ressaltar que o processo de estrangulamento à entalpia (h) constante é irreversível, ocorrendo, portanto, um aumento de entropia no processo.

O diagrama temperatura-entropia do ciclo padrão de compressão a vapor pode ser visualizado na Figura 3. Os processos presentes neste ciclo são:

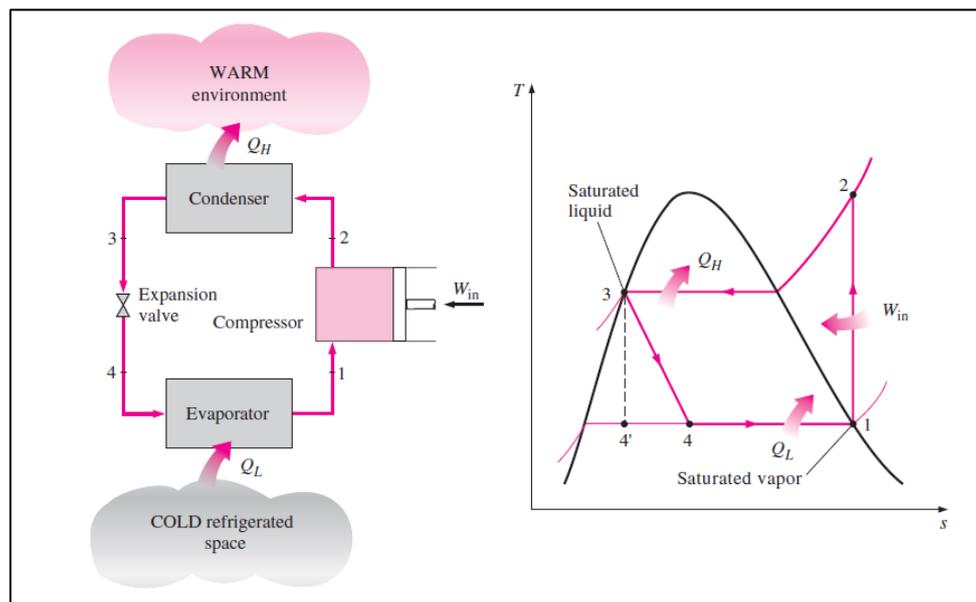
1-2: Compressão adiabática reversível desde o estado de vapor saturado até a pressão de condensação

2-3: Rejeição de calor a pressão constante, diminuindo a temperatura do refrigerante inicialmente e condensando-o posteriormente

3-4: Expansão irreversível a entalpia constante, desde o estado de líquido saturado até a pressão de evaporação

4-1: Ganho de calor a pressão constante, produzindo a evaporação do refrigerante até o estado de vapor saturado

Figura 3 – Ciclo padrão de compressão a vapor



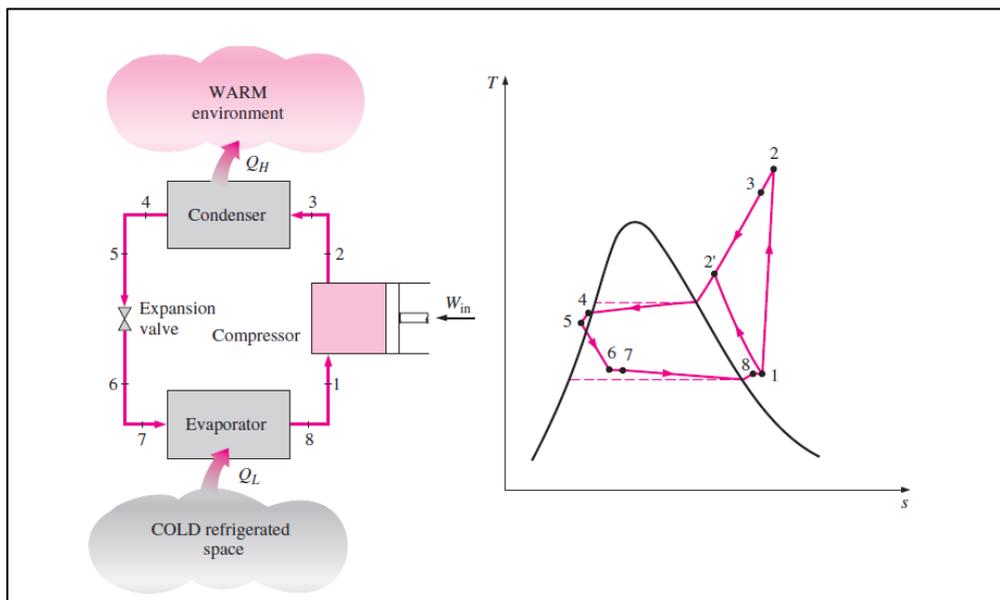
Fonte: ÇENGEL e BOLES, 2006.

Embora o ciclo padrão apresente e explique de forma satisfatória os ciclos de compressão a vapor convencionais, sua modelagem não é absolutamente completa do ponto de vista quantitativo devido, sobretudo, às simplificações com relação à ineficiência dos processos envolvidos, de modo que um ciclo real apresenta algumas considerações adicionais ao ciclo padrão de compressão a vapor. Segundo Stoecker e Jones (1985), “as principais diferenças entre esses ciclos residem nas perdas de carga no evaporador e condensador, no sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador e no superaquecimento do vapor na aspiração do compressor”.

As perdas de carga no evaporador e condensador ocorrem devido ao atrito entre o fluido refrigerante e as serpentinas dos trocadores de calor, de modo que o trabalho de compressão entre os estados 1 e 2, apresentados na Figura 3, seja um pouco superior ao do ciclo padrão. Além disso, o sub-resfriamento é uma prática comum em sistemas de refrigeração e climatização de modo que o fluido que entre na válvula de expansão esteja sempre na fase líquida, além de também ocasionar um aumento da capacidade de refrigeração. Analogamente, o superaquecimento do fluido na fase de vapor é uma prática que evita que gotículas de líquido penetrem no compressor e cause danos no mesmo. Por fim, no ciclo real de compressão a vapor, o processo de compressão não é adiabático e isentrópico, tendo em vista que o compressor não pode ser considerado completamente eficiente e isolado, além de haver atrito e outras perdas.

A Figura 4 ilustra o ciclo real de maneira esquemática (e de forma exagerada, de modo a deixar bem evidentes algumas das características deste ciclo), incluindo as novas variáveis consideradas, entre as quais se destacam os parâmetros de sub-resfriamento e superaquecimento.

Figura 4 – Ciclo real de compressão a vapor



Fonte: ÇENGEL e BOLES, 2006.

No ciclo de refrigeração real ilustrado na Figura 4 é possível observar que o fluido entra no condensador como vapor superaquecido, passa por um processo em que há variação de pressão e o deixa como líquido comprimido. Da mesma maneira, para o evaporador também há uma queda de pressão e o fluido refrigerante o deixa como vapor superaquecido.

Tendo em vista a grande complexidade das relações entre todas as variáveis presentes nos sistemas de refrigeração e climatização, é muito difícil descrever os fenômenos por elas contemplados

precisamente. Segundo Stoecker e Jones (1985), “mesmo que tal descrição fosse possível, ela seria de pouca utilidade para aplicações de engenharia, dada a sua complexidade”.

Nesse sentido, segundo Costa (1982) e Stoecker e Jones (1985), algumas simplificações podem ser adotadas sem maiores implicações para a modelagem teórica e experimental dos sistemas de refrigeração e climatização. As manipulações algébricas referentes a essas simplificações não fazem parte do escopo do presente trabalho, de modo que somente as conclusões serão apresentadas na etapa de metodologia.

2.1.3 Fluidos refrigerantes

Costa (1982), define fluidos refrigerantes, fluidos frigorígenos, agentes frigorígenos ou simplesmente refrigerantes como “substâncias empregadas como veículos térmicos na realização dos ciclos de refrigeração”. Em outras palavras, os fluidos refrigerantes são utilizados para transportar energia térmica de um ponto a outro, conforme o ciclo de refrigeração implementado.

2.1.3.1 Nomenclatura dos fluidos refrigerantes

A ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*) classifica e organiza os fluidos refrigerantes de acordo com suas características físicas e químicas através do seu documento *Standard 34*, denominado *Designation and Safety Classification of Refrigerants* (ou, em Português, *Designação e Classificação de Segurança dos Refrigerantes*). O Quadro 1 sintetiza essa classificação.

Quadro 1 – Nomenclatura dos fluidos refrigerantes

Série	Nome
R-000	Metanos
R-100	Etanos/Éteres
R-200	Propanos
R-300	Compostos Orgânicos Cíclicos
R-400	Misturas Zeotrópicas (ou Não Azeotrópicas)
R-500	Misturas Azeotrópicas
R-600	Outros Compostos Orgânicos
R-700	Compostos Inorgânicos

Fonte: Elaborado pelo autor.

Em síntese, os fluidos refrigerantes podem ser divididos em compostos inorgânicos, compostos halocarbônicos, hidrocarbonetos, e misturas ou *blends*, que podem ser zeotrópicas ou azeotrópicas.

Os compostos inorgânicos são formados por moléculas simples, tais como a amônia (NH_3), água (H_2O), dióxido de carbono (CO_2) e dióxido de enxofre (SO_2). Segundo Stoecker e Jones (1985), “muitos dos primeiros refrigerantes eram compostos inorgânicos e alguns mantiveram sua proeminência até o presente”, afirmação que tem sido confirmada por estudos recentes na área por conceituadas instituições da área, como a ABRAVA (Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento) e ASHRAE. Depois da letra “R” (que expressa “*Refrigerant*”, ou seja, o fluido refrigerante), o primeiro dígito para designar um composto inorgânico é o 7, enquanto os outros dois caracterizam o seu peso molecular.

Os compostos halocarbônicos são os fluidos refrigerantes que contêm um ou mais dos seguintes halogenos: cloro, flúor e bromo. Segundo Stoecker e Jones (1985), “o sistema de enumeração no grupo halocarbônico segue o seguinte padrão: o primeiro dígito à direita é o número de átomos de flúor no composto; o segundo dígito da direita para a esquerda é o número de átomos de hidrogênio adicionado de um; e o terceiro dígito da direita para a esquerda é o número de átomos de carbono subtraído de um. Quando o terceiro dígito é zero, ele é omitido”.

Os hidrocarbonetos também podem ser utilizados como refrigerantes, especialmente para operar em indústrias de petróleo e petroquímicas. Alguns dos hidrocarbonetos mais utilizados como refrigerantes são o metano (CH_4), o etano (C_2H_6) e o propano (C_3H_8). Quando tratados como fluidos refrigerantes, a nomenclatura desses compostos segue o mesmo princípio dos compostos halocarbônicos (sem omitir o zero no final, quando for o caso).

Existem os fluidos refrigerantes denominados misturas ou *blends*, que são derivados de dois ou mais compostos. A nomenclatura desses fluidos refrigerantes consiste na letra “R” seguida dos algarismos 4 para misturas zeotrópicas (cujos componentes possuem diferentes pontos de evaporação e de condensação) ou 5 para misturas azeotrópicas (cujos componentes possuem o mesmo ponto de evaporação e condensação, comportando-se como uma substância pura), com os dois dígitos subsequentes referindo-se à ordem de aparição do refrigerante em questão no mercado e finalizando-se com uma letra maiúscula (normalmente “A”, “B” ou “C”), que especifica um determinado percentual dos componentes na mistura.

Por fim, é importante mencionar que alguns fluidos refrigerantes apresentam uma letra minúscula após a sua numeração, o que caracteriza isômeros específicos com formações moleculares singulares, ou seja, substâncias com os mesmos elementos químicos, a mesma quantidade destes elementos e os mesmos tipos de ligações, mas com um arranjo diferente.

2.1.3.2 Propriedades dos fluidos refrigerantes

Em sistemas de refrigeração ou climatização por compressão de vapor, algumas propriedades dos fluidos refrigerantes possuem particular importância no processo, entre as quais se destacam temperatura (T), pressão (P), entalpia (h) e entropia (s), de modo que é usual a representação das relações entre estas propriedades por meio de diagramas T x s e P x h. Este último é o mais utilizado para as aplicações em questão tendo em vista que as pressões podem ser determinadas facilmente, enquanto as entalpias indicam o conteúdo energético do refrigerante (kJ/kg), sendo variáveis importantes no balanço energético dos sistemas.

No entanto, outras propriedades termodinâmicas e físico-químicas dos fluidos possuem impacto direto na sua aplicabilidade, entre as quais possuem grande importância densidade, ponto de ebulição, pressão de vapor, solubilidade, inércia química com determinados elementos, ODP (*ozone depletion potential*, ou, em Português, potencial de depleção do ozônio), GWP (*global warming potential*, ou, em Português, potencial de aquecimento global), entre outras.

Segundo Costa (1982), “um fluido frigorígeno pode ser caracterizado a partir de 4 pontos de vista distintos”, cujas sínteses serão apresentadas a seguir:

- Rendimento do ciclo: relacionado, sobretudo, às temperaturas e calores específicos ao longo do ciclo e à similaridade do ciclo de funcionamento real com o ciclo de refrigeração de Carnot.
- Construção: relacionado às propriedades físicas e químicas, sobretudo no que diz respeito à relação destas propriedades com o volume de controle que constitui o sistema. Nesse sentido, parâmetros como inércia química em relação às tubulações, conexões e lubrificantes utilizados, miscibilidade com água, viscosidade, entre outros, possuem importância crucial para determinação na aplicabilidade de determinado fluido refrigerante para uma determinada aplicação.
- Segurança: relacionado à segurança pessoal e material. Envolve conceitos como inflamabilidade, explosividade, toxicidade, estabilidade diante de calor e/ou fogo, e facilidade de identificação em caso de vazamentos (seja por meio de fenômenos perceptíveis aos sentidos humanos ou por meios indiretos, tais como variações de resistências elétricas com o aquecimento, por exemplo).
- Disponibilidade e custo: relacionado à facilidade com que o fluido pode ser sintetizado ou adquirido, bem como aos custos associados à sua operação. É natural que este ponto de vista possua um apelo muito grande diante dos demais, tendo em vista a relevância de aspectos econômicos e financeiros na nossa sociedade. Desta forma, produtos com grande

oferta e demanda e baixos custos relativos são, de maneira geral, bem recebidos pelo mercado.

2.1.3.3 *Comparação física e química entre fluidos refrigerantes*

Do ponto de vista da segurança de operação e manuseio dos fluidos refrigerantes, duas características merecem destaque, a saber: a inflamabilidade e a toxicidade. Dentre os principais fluidos refrigerantes utilizados no mercado, somente a amônia é considerada inflamável (quando presente em uma mistura de 16 a 25% em volume com o ar). De maneira geral, a toxicidade é um parâmetro mais crítico do que a inflamabilidade, uma vez que grande parte dos fluidos refrigerantes apresenta algum nível de toxicidade em determinada proporção para um determinado tempo de exposição.

Outra característica de grande importância em um fluido refrigerante é a sua inércia química, sobretudo com relação a reações com o óleo lubrificante do sistema. Stoecker e Jones (1985) afirmam que “não se espera nenhuma reação química entre o refrigerante e o óleo lubrificante do compressor, mas a miscibilidade entre óleo e o refrigerante são motivos de preocupação”. Nesse sentido, a mistura do fluido refrigerante e do óleo podem tanto ocasionar um mau funcionamento do sistema quanto a redução da eficiência de transferência de calor no evaporador. No entanto, com relação a essa característica, existem vários recursos disponíveis para evitar que o óleo chegue ao evaporador entre os quais se destacam os separadores de óleo, amplamente utilizados nos sistemas frigorígenos atuais.

Outro aspecto de grande relevância em se tratando de reações químicas diz respeito à reação química entre o fluido refrigerante e as tubulações frigorígenas. Quanto a esse aspecto, Stoecker e Jones (1985) afirma que “a reação de um refrigerante com um material usado nas tubulações, vasos e compressores em geral não influem na seleção do refrigerante, mas o refrigerante utilizado frequentemente determina o material empregado no sistema”. Em outras palavras, certos materiais podem reagir quimicamente com os fluidos refrigerantes utilizados.

Segundo Stoecker e Jones (1985), “a amônia, por exemplo, reage com cobre, latão, ou outras ligas de cobre na presença de água. O ferro e aço são, portanto, usados em sistemas com amônia. Os halocarbônicos podem reagir com o zinco, mas não com cobre, alumínio, ferro ou aço. Na presença de uma pequena quantidade de água, entretanto, os halocarbônicos formam ácidos que atacam a maioria dos metais. Os halocarbônicos atacam a borracha natural, portanto material sintético deve ser usado como gaxetas e outros elementos de vedação.”

A condutividade térmica e a viscosidade dos refrigerantes também representam importantes fatores a serem considerados na análise de fluidos refrigerantes, seja no âmbito da transferência de calor ou do escoamento do fluido. Por fim, no que diz respeito aos aspectos ambientais, duas características dos fluidos refrigerantes merecem atenção especial, a ODP e o GWP. O índice ODP

(*ozone depletion potential*, ou, em Português, potencial de depleção do ozônio) avalia o potencial de destruição da camada de ozônio por um fluido refrigerante. Esse índice é mensurado com valores entre 0 e 1, sendo os valores mais elevados correspondentes a um maior potencial de destruição da camada de ozônio. Os fluidos refrigerantes com esse potencial se limitam aos CFCs e HCFCs (entre os quais possuem maior relevância o R-11 e o R-22). Por sua vez, o índice GWP (*global warming potential*, ou, em Português, potencial de aquecimento global) avalia quanto calor fica retido na atmosfera em comparação à mesma massa de gás equivalente de CO₂. Como referência para o cálculo, utiliza-se o CO₂, cujo valor estabelecido como padrão é igual a 1. Quanto maior o GWP, maior o impacto sobre o aquecimento global.

Segundo Molina e Rowland (1974), o valor do GWP é sempre calculado para um determinado período de tempo (como 20, 50 ou 100 anos) e considerando a capacidade de absorção de raios infravermelho. Dessa forma, o GWP 100a, por exemplo, é definido como a massa de CO₂ que produziria o mesmo impacto por 100 anos sobre o aquecimento global, como a liberação de uma única unidade mássica do componente dado à atmosfera.

De modo a quantificar o impacto ambiental, Linzmayer (2011) cita o manual de boas práticas em supermercados para sistemas de refrigeração e ar condicionado, publicado pelo Ministério do Meio Ambiente em conjunto com a ABRAS (Associação Brasileira de Supermercados) e com a ABRAVA. Nesse documento, no que diz respeito ao ODP, estima-se que uma única molécula de CFC pode destruir até 1.000 moléculas de ozônio. A situação é igualmente crítica quando considerado o GWP, de modo que o R-22, por exemplo, colabora aproximadamente 1.780 vezes mais para o aquecimento global do que gases naturais.

2.1.4 Comparativo entre fluidos refrigerantes

2.1.4.1 Fluidos refrigerantes convencionais

Atualmente, os fluidos refrigerantes mais utilizados para aplicações de climatização e condicionamento de ar no Brasil são o R-22, o R-407C e o R-410A.

O R-22 é um refrigerante HCFC utilizado para aplicações em ar condicionado residencial e refrigeração comercial de baixa e média temperatura, incluindo: serviços de alimentação, vitrines de supermercado, armazenamento e processamento de alimentos e em sistemas de transporte refrigerado.

O R-407C é uma mistura de três fluidos refrigerantes à base de hidrofluorcarbono (HFC), normalmente utilizado em unidades condicionadoras de ar, bombas de calor e unidades resfriadoras de líquido. É um fluido com capacidade e eficiência energética similares às do R-22 sob temperaturas de evaporação na faixa de -7 a 10 °C, mas possui a grande vantagem de não destruir a camada de

ozônio. Embora seja um fluido com características muito próximas ao R-22, o R-407C não pode ser utilizado para aplicações de retrofit imediato, tendo em vista que ele é compatível somente com lubrificantes a base de Poliolester (POE), enquanto o primeiro é compatível com lubrificantes de Alquilbenzeno (AB) ou óleos minerais (MO). Para que fosse possível utilizar o R-407C como fluido para retrofit, seria necessário substituir o tipo de lubrificante e o dispositivo de expansão, o que seria inviável na prática, devido aos custos inerentes ao processo.

O R-410A é uma mistura de dois fluidos refrigerantes a base de hidrofluorcarbono (HFC), desenvolvido para trabalhar em equipamentos novos, de médias e altas temperaturas de evaporação, normalmente utilizado em unidades condicionadoras de ar, bombas de calor e unidades resfriadoras de líquido. Uma das vantagens do R-410A com relação ao R-22 (além de, tal como o R-407C, não destruir a camada de ozônio) é o fato do primeiro possuir um desempenho consideravelmente superior ao segundo, para equipamentos similares. Segundo o fabricante Chemours, essa diferença pode chegar na ordem de 60%. Além disso, o R-410A trabalha com pressões significativamente superiores às do R-22 e, tal como o R-407C, é compatível somente com lubrificantes a base de Poliolester (POE). Devido a essas características, compressores projetados para R-22 não podem utilizar o fluido refrigerante R-410A.

Analisando somente as pressões dos fluidos refrigerantes R-22, R-407C e R-410A, é possível perceber claramente a diferença entre as pressões de trabalho deste último e dos dois primeiros (da ordem de 50%), motivo pelo qual os projetos de sistemas que utilizam esses fluidos refrigerantes são completamente diferentes entre si, de modo que eles não podem ser utilizados de forma intercambiável.

2.1.4.2 *Novos fluidos refrigerantes*

Tendo em vista os recentes estudos a respeito do impacto ambiental dos fluidos refrigerantes, novas tecnologias têm figurado como potenciais sucessoras dos fluidos refrigerantes mais utilizados atualmente. Uma questão de suma importância se refere ao destino dos equipamentos que utilizam HCFC's considerando o fim da produção e comercialização desses fluidos refrigerantes (já ocorrida em alguns países desenvolvidos e em progresso nos demais países).

Nesse sentido, uma das dúvidas mais comuns se refere à manutenção dos equipamentos que utilizam esses fluidos, tendo em vista que estes não estarão mais disponíveis. Seria possível substituir o tipo de fluido refrigerante ou os equipamentos deveriam ser simplesmente descartados? Caso fosse possível realizar a substituição, esses equipamentos poderiam operar com o mesmo desempenho?

Diante desta perspectiva, alguns fabricantes do setor têm desenvolvido fluidos refrigerantes alternativos “ecologicamente corretos”, cujas principais premissas são a compatibilidade com

sistemas que utilizam CFC's, HCFC's e, mais recentemente, HFC's, características de desempenho similares, valores de ODP iguais a zero (seguindo as diretrizes estabelecidas no Protocolo de Montreal) e valores de GWP consideravelmente inferiores aos dos fluidos refrigerantes mais utilizados atualmente, entre os quais se destacam o R-22, o R-134a, o R-404A, o R-407C, e o R-410A.

Neste sentido, é necessário conhecer a composição de cada um dos fluidos refrigerantes considerados no presente estudo, a saber: R-22, R-444B e R-454C. A composição dos fluidos (em base mássica) é apresentada no Quadro 2.

Quadro 2 – Composição dos fluidos usados nas simulações

Fluido	Composição (Base mássica)
R-22	Puro (CHClF_2)
R-444B	41,5% de R-32, 10,0% de R-152a e 48,5% de R-1234ze(E)
R-454C	21,5% de R-32 e 78,5% de R-1234yf

Fonte: ASHRAE (2017) e Mota-Babiloni et al. (2017).

Uma vez apresentados os fluidos refrigerantes em estudo, bem como as substâncias que os compõe, é importante apresentar algumas das propriedades que os credenciam como alternativas ao retrofit do R-22, particularmente a sua classificação quanto ao tipo de fluido, aos valores de ODP e GWP e aos tipos de óleo lubrificante possíveis de serem utilizados, o que viabilizaria operações do tipo drop-in em sistemas existentes, por exemplo. Essas propriedades foram extraídas de fontes diversas, majoritariamente no Handbook Fundamentals, da ASHRAE, e dos sites e catálogos dos fabricantes dos fluidos refrigerantes, e compiladas no Quadro 3.

Quadro 3 – Comparação entre fluidos refrigerantes para utilização em sistemas de climatização

Características	R-22	R-438A	R-444B	R-454C
Classificação	HCFC	HFC	HFO	HFO
Peso molecular	86,5 g/mol	99,1 g/mol	72,8 g/mol	90,8 g/mol
Ponto de Ebulição a 1 atm	-40,81 °C	-42,33 °C	-45,59 °C	-45,90 °C
Pressão Crítica	4,99 MPa	4,18 MPa	5,38 MPa	4,32 MPa
Temperatura Crítica	96,15 °C	83,82 °C	95,62 °C	85,67 °C
Densidade do Líquido a 25 °C	1.191,0 kg/m ³	1.164,3 kg/m ³	1.043,0 kg/m ³	999,5 kg/m ³
ODP	0,055	0	0	0
GWP	1.600	2.264	295	148
Classificação de Segurança ASHRAE	A1	A1	A2L	A2L
Óleo Lubrificante	AB ou OM	OM, AB e POE	POE	POE

Fonte: REFPROP 10 e ANSI/ASHRAE Standard 34-2019.

Observa-se que os fluidos refrigerantes possuem a maior parte das características bastante similares, entre as quais se destacam a densidade e o ponto de ebulição (motivo pelo qual são parcialmente intercambiáveis entre si). A análise destas características concomitantemente ao comportamento da curva pressão x entalpia dos fluidos permite uma avaliação preliminar da compatibilidade dos fluidos.

Além disso, conforme pode-se observar pelo Quadro 3, o R-22 trabalha com óleos AB ou OM, o R-438A pode trabalhar com qualquer óleo lubrificante, enquanto os fluidos R-444B e R-454C trabalham somente com óleo POE, o que demandaria a substituição do óleo durante e operação de retrofit dos fluidos refrigerantes.

Tendo em vista as razões apontadas anteriormente, pode-se, a princípio, conceber qualquer um dos fluidos refrigerantes previamente mencionados como substitutos adequados para o R-22. Contudo, a despeito do que se espera de um fluido refrigerante “ecologicamente correto”, o GWP do R-438A é consideravelmente superior ao do próprio R-22, de modo que, neste contexto, o R-444B e o R-454C seriam de fato ecologicamente mais adequados para operações de retrofit.

Esses últimos fluidos fazem parte de uma nova família de refrigerantes que vem sendo desenvolvida por diversos fabricantes, considerados fluidos refrigerantes da 4ª geração. Tratam-se de fluidos refrigerantes para aplicação em sistemas de refrigeração e ar condicionado, a família dos HFO

(ou Hidro Fluor Oleofinas). Observada a compatibilidade física e química dos fluidos refrigerantes, é necessário, no entanto, avaliar também se os mesmos apresentam características de desempenho semelhantes.

Uma vez apresentadas alternativas de retrofit ao R-22, será realizado a seguir um compilado sobre alguns dos principais estudos publicados nos últimos anos a respeito de retrofit de fluidos refrigerantes.

2.1.5 Estado da arte

O estudo de retrofit de fluidos refrigerantes em sistemas de climatização e refrigeração remete desde o advento destes sistemas, mas tem ganhado cada vez mais atenção nas últimas décadas, sobretudo devido às questões ecológicas envolvidas. Neste sentido, o presente tópico tem como objetivo apresentar o “estado da arte” sobre o assunto, com alguns dos estudos mais relevantes publicados ao longo dos últimos anos sobre o tema de retrofit de fluidos refrigerantes, incluindo de HFC’s como o R-134a, R-404A, R-407C, R-410A, R-507A, entre outros, considerados atualmente como “ecologicamente corretos” por não agredirem a camada de ozônio, mas que apresentam valores de GWP consideravelmente elevados (alguns superiores até mesmo ao do R-22).

Llopis *et al* (2012) realizaram uma análise energética da substituição do R-22 por refrigerantes sem cloro. Os substitutos selecionados foram R-422A, R-417B (fluidos drop-in) e R-404A (refrigerante de retrofit), aplicados em uma planta de teste projetada para operar com R-22, em uma ampla faixa de temperaturas de evaporação e temperatura de condensação de 40°C. Os resultados experimentais demonstraram que a utilização de qualquer um dos fluidos substitutos resultou em um aumento significativo no fluxo de massa de refrigerante na planta (o que em alguns casos pode exigir ajustes nas válvulas de expansão do sistema). Em relação ao desempenho energético, foi observada uma redução na capacidade ao utilizar R-422A e R-417B, enquanto R-404A apresentou um aprimoramento importante. Quanto ao COP da planta, houve uma redução significativa com todos os fluidos testados, superior aos valores previstos por análises teóricas. Além disso, é importante destacar que a comparação dos refrigerantes foi realizada em um contexto de ciclo termodinâmico, e o desempenho pode variar quando analisado sob cargas externas.

Subiantoro *et al* (2013) analisaram os substitutos do R-22 listados pela EPA dos EUA, juntamente com outros refrigerantes alternativos populares. Dos critérios de ODP e GWP, apenas sete refrigerantes substitutos foram considerados aceitáveis, a saber: R-134a, R-407C, R-437A, R-744, R-1234yf e R-290. Foram comparados o impacto ambiental, a compatibilidade com os sistemas existentes de R-22 e o desempenho do sistema para cada refrigerante. Os resultados mostraram que o R-744 (dióxido de carbono) é o refrigerante mais ecologicamente correto. O R-290 (propano) e o

R-407C são os mais adequados para retrofit em sistemas existentes. Além disso, o R-290 e o R-134a apresentaram um desempenho superior do sistema em comparação com os outros refrigerantes alternativos.

Elgendy *et al* (2015) investigaram as características de desempenho de um sistema de refrigeração por compressão de vapor utilizando R-22 e R-438A em diferentes condições de operação. Com base nos resultados, chegaram à conclusão que não há um refrigerante perfeito para substituir o R-22, mas o R-438A apresenta vantagens, como pressões próximas ao R-22, temperatura de descarga mais baixa e possibilidade de substituição em sistemas existentes com poucas modificações. No entanto, o R-438A tem um GWP mais alto, capacidade de resfriamento e COP menores em comparação com o R-22. Algumas modificações devem ser consideradas durante a adaptação, como a substituição de vedações e juntas elastoméricas, além da adição de uma pequena quantidade de lubrificante poliolester. O desempenho do sistema usando R-438A varia de acordo com a temperatura de entrada da água gelada e do condensador. O aumento da temperatura de entrada da água do condensador tem o maior impacto no desempenho, resultando em uma diminuição no coeficiente de desempenho do sistema. Além disso, o uso de R-438A reduz a temperatura de descarga do compressor, o que pode contribuir para a extensão da sua vida útil.

Sethi *et al* (2015) avaliaram o impacto da escolha de refrigerantes em um sistema de ar condicionado do tipo mini-split operando em regiões de alta temperatura ambiente. Os refrigerantes R-407C e R-444B foram comparados com o refrigerante R-22, usado como linha de base. Os resultados mostraram que os refrigerantes de média pressão (R-444B, R-407C) são mais eficientes em altas temperaturas ambiente do que os refrigerantes de alta pressão (R-410A, R-32). Isso os torna substitutos adequados para o R-22 em locais com climas quentes, como países do Oriente Médio. O R-444B apresentou desempenho semelhante ao R-22, especialmente em temperaturas ambiente entre 35°C e 52°C. Comparado ao R-407C, o R-444B foi 5% mais eficiente na maior parte da faixa de operação. Além disso, a análise do ciclo de vida mostrou que o R-444B tem o menor impacto ambiental, devido ao equilíbrio entre baixo GWP, baixa carga e eficiência energética. No entanto, é necessário investigar mais a fundo aspectos como a inflamabilidade leve dos refrigerantes promissores, como o R-444B.

Antunes e Bandarra Filho (2016) realizaram uma investigação experimental do processo drop-in para R-22 em um sistema de refrigeração por diferentes refrigerantes alternativos. Os refrigerantes testados incluíram R-438A, R-404A, R-410A, R-32, R-290 e R-1270. Os resultados mostraram que os refrigerantes naturais, como R-290 e R-1270, apresentaram o melhor COP, enquanto os HFCs (exceto o HFC-32) tiveram um desempenho inferior ao R-22. Em termos de impacto ambiental, os hidrocarbonetos apresentaram os melhores resultados em relação ao parâmetro TEWI (Total Equivalent Warming Impact), enquanto o R-404A teve o maior impacto ambiental. Além disso, o

estudo destacou a importância da funcionalidade do EEV/VSC (válvula de expansão eletrônica/controlador de velocidade do compressor) para a adaptação de um refrigerante alternativo ao sistema original. Os refrigerantes R-1270 e R-290 demonstraram ter os melhores resultados em termos de COP e TEWI, oferecendo vantagens adicionais, como redução do consumo de energia e baixo impacto ambiental.

Vaitkus e Dagilis (2017) procuraram encontrar um refrigerante alternativo de baixo GWP para sistemas de refrigeração de transporte (veiculares) que utilizam R-507A e R-404A. A análise teórica indica que hidrocarbonetos como propileno e propano seriam alternativas viáveis, oferecendo desempenho semelhante aos sistemas existentes. O propileno seria a escolha preferida devido à sua maior pressão de evaporação, mas os componentes necessários para esse refrigerante não estão disponíveis. O propano também seria uma opção, especialmente se compressores apropriados com injeção de líquido estivessem disponíveis. A utilização de CO₂ como refrigerante ecologicamente correto e não inflamável é atraente, mas exigiria uma tecnologia completamente diferente, como sistemas multi-estágio ou cascata, o que é problemático para operações abaixo de temperaturas de evaporação de -53°C. No setor de sistemas de refrigeração eutéticos, as misturas HFC/HFO de baixo GWP, como R-407F, R-407A, R-448A e R-449A, são alternativas atraentes aos refrigerantes R-507A e R-404A, oferecendo uma redução teórica de capacidade de refrigeração de 12% a 16%.

Llopis *et al* (2017) realizaram uma avaliação experimental da substituição dos refrigerantes R-513A e R-450A como substitutos diretos do R-134a e como retrofits para o R-507A em um sistema de compressão de vapor de expansão direta usado em aplicações comerciais de refrigeração. Os testes realizados em condições de laboratório, abrangendo diferentes temperaturas de dissipação de entrada de água, revelaram que não foram observadas diferenças significativas na temperatura de condensação entre os refrigerantes. O desempenho do evaporador variou de acordo com o refrigerante. O R-513A apresentou temperaturas de evaporação equivalentes ao R-134a, enquanto o R-450A operou em média a uma temperatura de evaporação mais alta. A fração de tempo de operação do compressor variou entre os refrigerantes, com o R-513A e o R-450A tendo tempos de operação diferentes em relação ao R-134a e ao R-507A. O consumo de energia do compressor para o R-513A e o R-450A foi comparável ao do R-134a e significativamente reduzido em relação ao R-507A. Com base nesses resultados, concluiu-se que os refrigerantes R-513A e R-450A, com menor GWP, podem ser utilizados como substitutos imediatos do R-134a, oferecendo reduções importantes nas emissões diretas. Além disso, como retrofits para o R-507A, eles proporcionam uma redução tanto nas emissões indiretas quanto nos efeitos diretos. Em ambos os casos, a substituição foi considerada viável.

Choudhari e Sapali (2017) compararam o desempenho do R-290 com o R-22 em um ciclo padrão de compressão de vapor, considerando diferentes temperaturas de evaporação com uma temperatura de condensação constante. Os resultados mostraram que o R-290 oferece uma

temperatura de descarga mais baixa, o que é benéfico para a vida útil do compressor. Além disso, o R-290 requer apenas metade da massa de refrigerante e taxa de fluxo em comparação com o R-22. O COP do R-290 é próximo ao do R-22, mas sistemas especialmente projetados com base nas propriedades do R-290 podem apresentar um COP ainda maior. Em resumo, o estudo apresenta o R-290 como um substituto promissor para o R-22 em aplicações reais devido às suas excelentes propriedades termofísicas, eficiência energética e benefícios ambientais.

Kasera e Bhaduri (2017) revisaram os estudos a respeito da utilização do R-407C como substituto do R-22. O R-407C tem zero ODP e um GWP consideravelmente menor em comparação com o R-22. Contudo, após uma revisão detalhada dos estudos experimentais, observou-se que o R-22 apresenta um desempenho ligeiramente melhor em aspectos como COP, capacidade de resfriamento, consumo de energia e análise exérgica.

Shaik e Babu (2017) investigaram várias alternativas teóricas ao R-22, com foco no desempenho termodinâmico. As alternativas consideradas incluíram o R-407C e quatro novas misturas de refrigerantes compostas por R-1270, R-290, R-170, R-134a e R-32 em diferentes proporções. Todos os novos refrigerantes apresentaram valores baixos de ODP e GWP em comparação com o R-22. O estudo foi desenvolvido com o objetivo principal de calcular o desempenho de um ciclo de refrigeração de compressão de vapor padrão com R-22 e suas alternativas usando um código MATLAB desenvolvido para essa finalidade. Alguns dos resultados obtidos pela análise termodinâmica foram bastante positivos, entre os quais misturas com um COP 5,35% maior em comparação ao R-22, temperaturas de descarga do compressor entre 11 e 13°C mais baixas em relação ao R-22 (indicando maior durabilidade do compressor), potência de 5,12% menor em comparação com o R-22, entre outros.

Pujianto et al (2019) também estudaram o fluido refrigerante R-290 como substituto ao R-22, avaliando a capacidade de refrigeração, a vazão mássica, a potência consumida e o COP em um estudo com um congelador. Os resultados indicaram que o R-290 pode ser um substituto adequado ao R-22 em aplicações reais devido ao seu excelente desempenho ambiental, propriedades termofísicas e eficiência energética. Observou-se uma menor taxa de fluxo de massa com o R-290 em comparação ao R-22, mas com um valor de COP do ainda superior. O maior valor de COP observado no estudo foi apresentado pelo R-290 com uma variação de 40% na massa de enchimento e uma temperatura de entrada de ar de 28°C. Desta forma, o estudo considerou o R-290 uma opção mais vantajosa que o R-22 em termos ecológicos, bem como de suas propriedades termofísicas e eficiência energética.

Llopis *et al* (2019) avaliaram os fluidos refrigerantes R-454C, R-459B, R-457A e R-455A como substitutos de baixo GWP para o R-404A em um sistema de refrigeração autônomo para produtos frescos, conforme a norma ISO 23953-2. O sistema foi testado com e sem receptor, e a carga foi otimizada com base em testes de consumo de energia em uma câmara climática. Observou-se um

aumento significativo da temperatura de evaporação nas novas misturas, o que mitigou os efeitos negativos associados ao deslizamento de temperatura. A operação dessas misturas foi compatível com o R-404A, proporcionando reduções no consumo de energia para cargas otimizadas sem receptor, variando de 2,07% a 10,76%. As reduções no consumo de energia com receptor variaram de 2,45% a 11,55%. Em muitos casos, a carga ótima de refrigerante ficou abaixo da carga do R-404A. O estudo concluiu que a substituição do R-404A por esses refrigerantes de baixo GWP pode reduzir a carga de refrigerante e melhorar o desempenho energético em comparação com o R-404A.

Bianchi *et al* (2020) compararam os fluidos de baixo GWP R-1234yf e R-1234ze(E) com o R-134a em um expensor de pistão alternativo com a utilização de modelos semi-empíricos da bomba e do expensor para analisar como as diferentes características termodinâmicas dos fluidos podem influenciar o comportamento das máquinas em operação real de um micro-ORC (Organic Rankine Cycle). Os resultados mostraram que o uso dos fluidos HFO's alternativos resulta em perda de energia elétrica e eficiência do expensor, sendo que a magnitude dessas perdas depende das propriedades dos fluidos e da estratégia de operação. As reduções na potência de saída variaram de aproximadamente 21% a 42%, enquanto a perda na eficiência do expensor foi em torno de 6% a 11% para o R-1234yf e R-1234ze(E), respectivamente. Por fim, o estudo demonstrou que a otimização da relação de volume embutido do expensor pode levar a melhorias significativas no desempenho, com um aumento estimado de cerca de 42% na potência elétrica para os três fluidos analisados.

Mostafa *et al* (2021) avaliaram o desempenho de uma câmara frigorífica usando o refrigerante R-454C como substituto do R-404A em diferentes cargas térmicas e temperaturas da água de resfriamento. Os resultados experimentais mostraram que o consumo de energia aumentou proporcionalmente à carga térmica do produto, e o COP do sistema aumentou com a diminuição da temperatura da água de resfriamento. Após a substituição do R-404A pelo R-454C, houve uma queda na capacidade de resfriamento do sistema e um aumento no consumo de energia. O tempo necessário para atingir a temperatura de ajuste na câmara frigorífica variou de acordo com a carga térmica, e o consumo total de energia também foi afetado pela carga térmica e pela temperatura da água de resfriamento. Além disso, foram observadas diferenças no desempenho entre o R-454C e o R-404A, incluindo o tempo de pull-down, a temperatura de descarga do compressor e a eficiência energética.

Velasco *et al* (2021) avaliaram experimentalmente o uso do refrigerante R-513A como substituto do R-134a em um resfriador de água para aplicações de ar condicionado. Os resultados indicaram que o R-513A apresentou uma eficiência energética menor em comparação com o R-134a para capacidades de refrigeração entre 1,8 e 2,5 kW, com uma redução média de 24% no EER (*Energy Efficiency Ratio*). Isto foi atribuído à maior densidade de vapor e pressão do R-513A no lado de sucção do compressor, resultando em uma menor eficiência isentrópica e mecânica. Além disso, foi observado que a eficiência do compressor alternativo diminuiu com o aumento da vazão mássica do

refrigerante, devido a perdas nas linhas e compressão do compressor. O estudo também comparou o desempenho do R-513A com o R-1234yf e mostrou que, nas condições consideradas, o sistema apresentou EER ligeiramente maior ou similar com o R-513A. Por fim, o estudo concluiu que para obter as melhores condições de eficiência energética ao realizar o retrofit com o R-513A, é recomendado garantir um superaquecimento adequado e operar os componentes dentro das faixas de design recomendadas pelo fabricante.

Li *et al* (2021) abordaram a otimização do projeto de misturas de refrigerantes com baixo GWP para melhorar a eficiência energética em sistemas de refrigeração. Os refrigerantes HFOs, como R-1234yf e R-1234ze(E), possuem baixos GWPs em comparação com os refrigerantes HFCs tradicionais, mas a substituição direta resulta em queda na capacidade e no desempenho do sistema. A solução proposta consistiu em misturar HFO's com HFC's para melhorar o desempenho e garantir a segurança, além de otimizar simultaneamente a composição da mistura e a configuração do circuito de trocador de calor. Os resultados mostraram melhorias significativas na eficiência do ciclo e na redução da inflamabilidade do refrigerante, com um GWP de 268. Além disso, foi proposta uma otimização do circuito de trocador de calor que levou a um aumento do ganho de eficiência com refrigerantes de maior variação de temperatura. Essa abordagem de otimização é aplicável a misturas com qualquer número de componentes, permitindo projetar sistemas HVAC (*Heating, Ventilation and Air Conditioning*) mais eficientes dentro das restrições de inflamabilidade e GWP.

Guilherme *et al* (2022) realizaram uma revisão de estudos experimentais abordando a busca por alternativas de refrigerantes de baixo GWP para substituir o R-410A, devido à preocupação com as mudanças climáticas. Diferentes refrigerantes puros e misturas com menor GWP foram avaliados com base em parâmetros de desempenho, como capacidade de resfriamento/aquecimento, eficiência energética e temperatura de descarga do compressor. Além disso, foram considerados os impactos ambientais por meio das metodologias TEWI e LCCP (*Life Cycle Climate Performance*). As misturas de HFO/HFC DR-55 e DR-5A (ou R-452B e R-454B, respectivamente) foram identificadas como potenciais candidatos, apresentando desempenho semelhante ao R-410A e menores valores de TEWI e LCCP. Essas misturas são adequadas para condicionadores de ar residenciais e bombas de calor. O R-452B é mais próximo em desempenho do R-410A, enquanto o R-454B é mais ecologicamente amigável, considerando seu GWP e análise TEWI. No entanto, os autores entendem que ainda são necessárias mais pesquisas para encontrar refrigerantes alternativos de longo prazo que sejam eficientes, seguros e não inflamáveis.

Shen *et al* (2022) realizaram um estudo experimental comparando duas bombas de calor do tipo split residenciais que utilizam refrigerantes de baixo GWP, nomeadamente R-452B e R-454B, com o refrigerante R-410A. As bombas de calor foram avaliadas com trocadores de calor de tubos-aletas e trocadores de calor de microcanais. Os resultados indicam que tanto o R-452B quanto o R-

454B são candidatos viáveis para substituir o R-410A nas bombas de calor com ambos os tipos de trocadores de calor. O R-452B e o R-454B resultaram em capacidades ligeiramente mais baixas. Com os trocadores de calor de aletas, o R-452B apresentou 96% da capacidade de resfriamento e 91% da capacidade de aquecimento em comparação com o desempenho do R-410A. Já o R-454B registrou 95% da capacidade de resfriamento e 89% da capacidade de aquecimento. Com os trocadores de calor de microcanais, o R-452B apresentou 97% da capacidade de resfriamento e 97% da capacidade de aquecimento, enquanto o R-454B registrou 98% da capacidade de resfriamento e 97% da capacidade de aquecimento. Em termos de desempenho sazonal, do R-452B e do R-454B foi ligeiramente inferior ao do R-410A nas bombas de calor com trocadores de calor de aletas, mas no caso das bombas de calor com trocadores de calor de microcanais, o desempenho sazonal do R-454B foi 7% superior e o do R-452B foi 2% superior ao do R-410A. Contudo, os autores relataram um problema de superaquecimento do lubrificante do compressor na utilização do R-452B e R-454B em condições de baixa temperatura ambiente no estágio de aquecimento mais alto.

Mota-Babiloni *et al* (2022) analisaram diferentes configurações de sistemas de refrigeração de supermercados usando o refrigerante R-449A em comparação com o R-404A, visando aumentar a eficiência energética e reduzir as emissões de gases de efeito estufa. Foi constatado que as configurações de compressão paralela e ciclo básico com trocador de calor interno melhoraram o desempenho energético do sistema de média temperatura, enquanto as demais configurações não apresentaram melhorias significativas. No entanto, a adição de componentes para a configuração de compressão paralela aumentou a carga de refrigerante e tornou a substituição imediata mais vantajosa financeiramente. O uso do R-449A com pequenas modificações nos sistemas de refrigeração resultou em uma redução de 52% a 60% na pegada de carbono, com um período de retorno inferior a um ano. Os autores concluíram que, embora o estudo tenha apresentado uma metodologia semi-empírica para prever o desempenho energético de refrigerantes alternativos em sistemas existentes, são necessárias análises mais abrangentes e modelagens mais específicas para determinar o impacto das modificações com precisão.

Al-Ragom *et al* (2023) avaliaram o desempenho dos refrigerantes R-453A e R-458A como substitutos do R-22 em sistemas de ar condicionado. Foi constatado que ambos os refrigerantes apresentaram capacidade de resfriamento entre 87% e 96% em comparação com o R-22, em diferentes temperaturas ambiente testadas. O COP dos refrigerantes alternativos apresentou uma redução de 6% a 17% para o R-453A e de 3% a 10% para o R-458A em comparação com o R-22. A taxa de compressão aumentou em média de 9% a 15% para ambos os refrigerantes alternativos. O estudo concluiu que o R-458A funcionou bem como um substituto drop-in para o R-22, superando ligeiramente o desempenho do R-453A em termos de COP. Os autores consideram que esses resultados são relevantes para países em climas quentes que precisam eliminar gradualmente o R-22

e buscam soluções transitórias para reduzir as emissões de gases de efeito estufa em condicionadores de ar.

O Quadro 4 sintetiza os estudos previamente abordados nesta seção, de acordo com a metodologia utilizada (teórica, por meio de modelagem e/ou experimental), bem como os fluidos refrigerantes estudados.

Quadro 4 – Estudos a respeito do “estado da arte” sobre o tema

(continua)

Autores e ano da publicação	Fluido(s) Original(is)	Fluido(s) Substituto(s)	Teórico	Experimental
Llopis <i>et al</i> (2012)	R-22	R-422A R-417B R-404A	✓	✓
Subiantoro <i>et al</i> (2013)	R-22	Diversos	✓	
Elgendy <i>et al</i> (2015)	R-22	R-438A		✓
Sethi <i>et al</i> (2015)	R-22	R-407C R-444B	✓	✓
Antunes e Bandarra Filho (2016)	R-22	Diversos		✓
Vaitkus e Dagilis (2017)	R-507A R-404A	R-407F R-407A R-448A R-449A	✓	
Llopis <i>et al</i> (2017)	R-134a R-507A	R-450A R-513A	✓	✓
Choudhari e Sapali (2017)	R-22	R-290	✓	
Kasera e Bhaduri (2017)	R-22	R-407C		✓

(conclusão)

Autores e ano da publicação	Fluido(s) Original(is)	Fluido(s) Substituto(s)	Teórico	Experimental
Shaik e Babu (2017)	R-22	Diversos	✓	
Pujianto et al (2019)	R-22	R-290		✓
Llopis <i>et al</i> (2019)	R-404A	R-454C R-459B R-457A R-455A	✓	✓
Bianchi <i>et al</i> (2020)	R-134a	R-1234yf R-1234ze(E)		
Mostafa <i>et al</i> (2021)	R-404A	R-454C		✓
Velasco <i>et al</i> (2021)	R134a	R-513A		✓
Li <i>et al</i> (2021)	R-410A	Diversos	✓	✓
Guilherme <i>et al</i> (2022)	R-410A	R-452B R-454B	✓	
Shen <i>et al</i> (2022)	R-410A	R-452B R-454B		✓
Mota-Babiloni <i>et al</i> (2022)	R-404A	R-449A		✓
Al-Ragom <i>et al</i> (2023)	R-22	R-453A		✓

Fonte: Elaborado pelo autor.

Embora haja uma quantidade considerável de estudos sobre o retrofit do R-22, não foram observados estudos sobre a substituição por fluidos refrigerantes com baixos valores de GWP (tal

como o R-444B e o R-454C), sobretudo em países em desenvolvimento com clima tropical, como é o caso do Brasil, que ainda dispõe de um inventário consideravelmente amplo de unidades condicionadoras de ar que ainda operam com o R-22.

Diante deste contexto, no presente estudo, avaliou-se o impacto da substituição do R-22 na taxa de transferência de calor, na capacidade de refrigeração e na eficiência do sistema. Para tal foi adotado um modelo matemático baseado nas equações de conservação de massa, energia e momento que serão descritos a seguir.

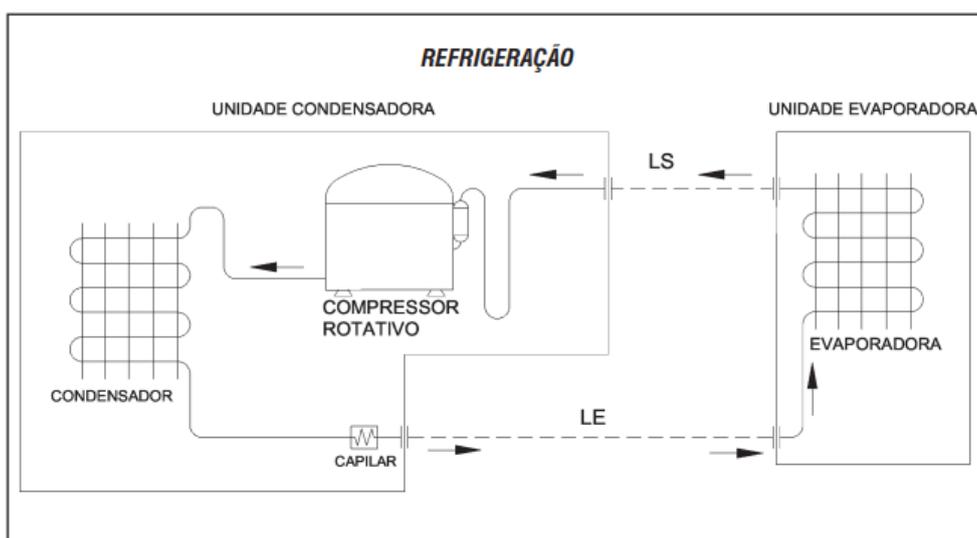
3 METODOLOGIA

Este capítulo é dividido em seis partes. Inicialmente, será apresentado o sistema utilizado para a realização dos ensaios experimentais. A seguir, será apresentada a especificação da instrumentação utilizada para a obtenção dos dados obtidos nos ensaios experimentais. Posteriormente, serão apresentadas as considerações do modelo. Então, será realizada a descrição do modelo, seguida do fluxograma. Por fim, serão apresentadas as considerações para determinação e comparação dos resultados experimentais.

3.1 Descrição do sistema em estudo

De modo a permitir uma análise consistente em condições viáveis operacionalmente e economicamente, foi realizada a simulação utilizando um modelo matemático de um sistema de climatização do tipo mini-split convencional com cada um dos fluidos refrigerantes previamente mencionados: R-22, R-444B e R-454C. Para validar o modelo foi utilizado um sistema com R-22 que é constituído, essencialmente, por dois trocadores de calor (unidades evaporadora e condensadora), um dispositivo de expansão (capilar) e um compressor do tipo “ON-OFF” (com somente dois estados: desligado ou a plena carga). O esquema geral dos sistemas pode ser visualizado na Figura 5, na qual são representados os principais componentes do sistema. A opção por esse tipo de sistema se deve ao fato de ser o tipo mais barato, simples e popular, representando, portanto, um espaço amostral extremamente conveniente para a realização do estudo em questão.

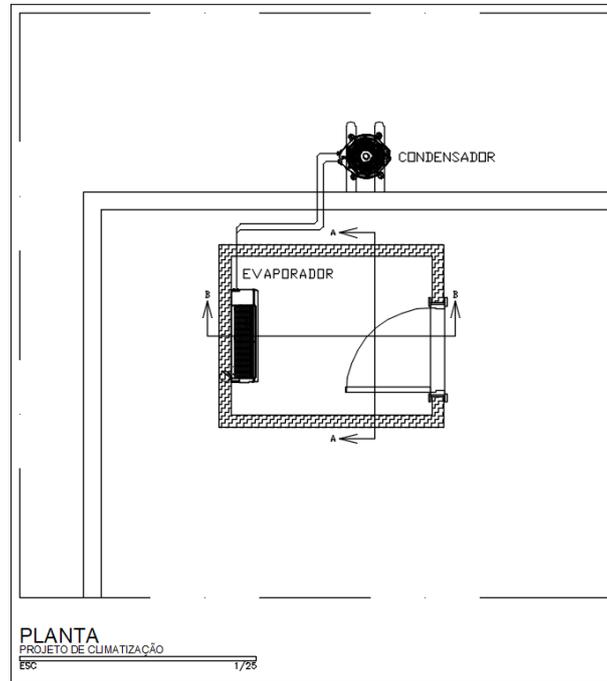
Figura 5 – Representação de sistema do tipo mini-split



Fonte: MIDEA, 2023.

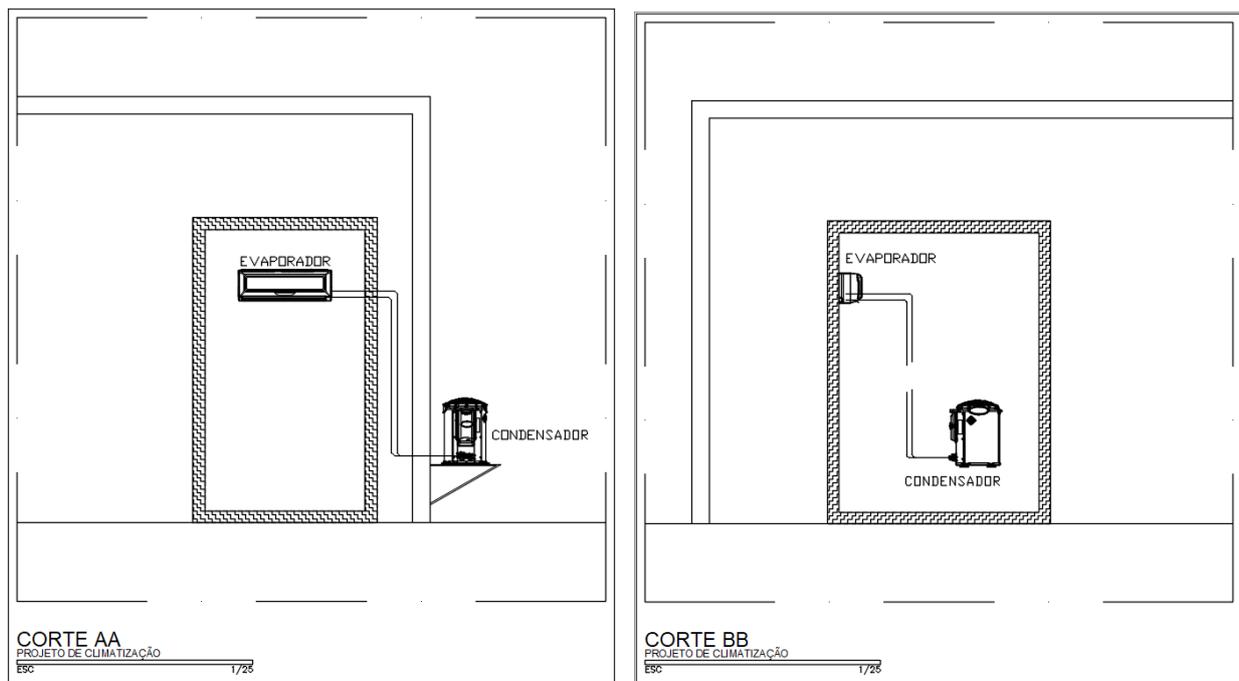
A Figura 6 apresenta a vista em planta da instalação, enquanto a Figura 7 apresenta as vistas em corte da instalação.

Figura 6 – Vista em planta da instalação



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Figura 7 – Vistas em corte da instalação



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

A unidade interna (ou unidade evaporadora) do sistema foi instalada em uma câmara termicamente isolada com painéis do tipo sanduíche, compostos por duas faces de folha de aço galvanizado com um núcleo isolante de poliestireno com espessura de 10 cm. Os painéis utilizados possuem como principal característica a ótima resistência térmica, permitindo a obtenção de um ambiente com cargas térmicas bem controladas. Ainda com relação às cargas térmicas, foi instalado internamente à câmara duas resistências elétricas, uma com potência nominal fixa de 3.000 W e uma de 2.000W variável, capaz de simular uma carga térmica no interior da câmara para a realização dos testes.

A Figura 8 apresenta a fotografia da vista interna da câmara, enquanto a Figura 9 apresenta uma fotografia do exterior da câmara, em que é possível observar a câmara no interior do laboratório, bem como a condensadora.

Figura 8 – Fotografia do interior da câmara



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Figura 9 – Fotografia do exterior da câmara

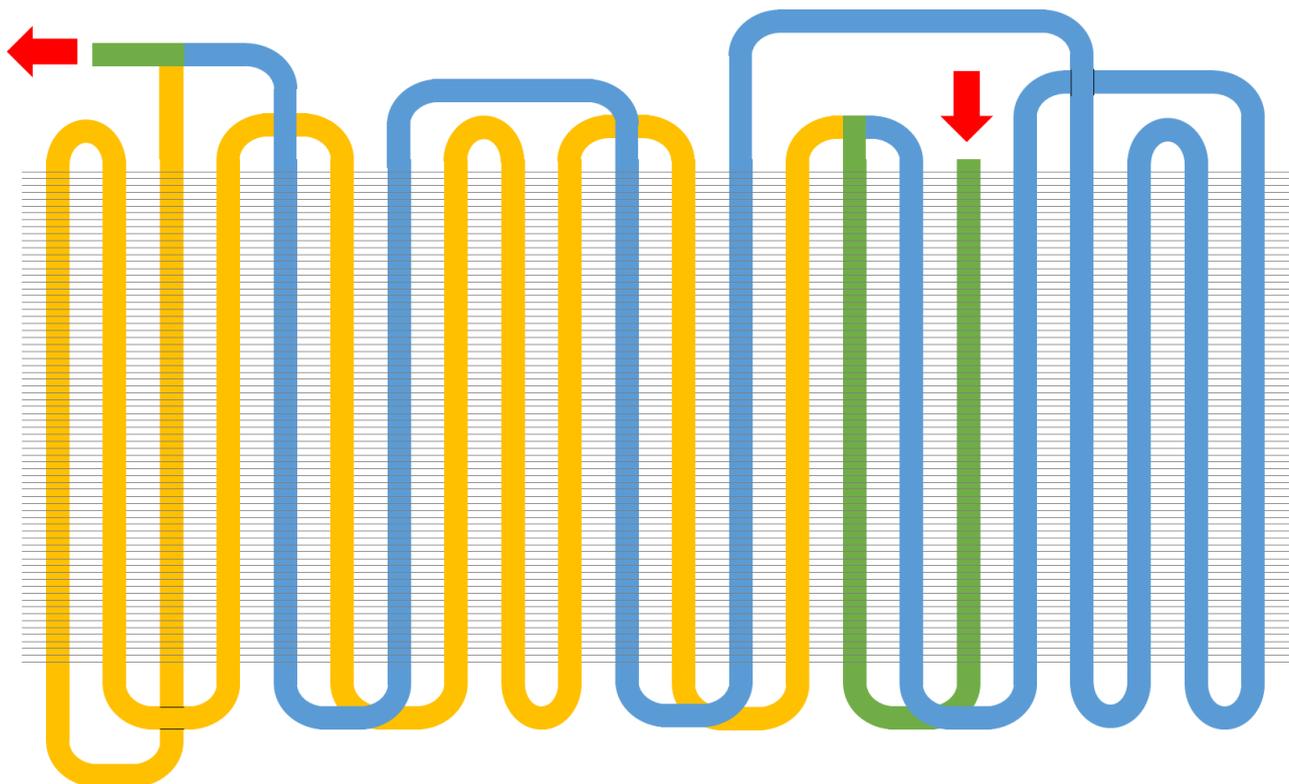


Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Por fim, a Figura 10 apresenta um diagrama esquemático da serpentina do evaporador. Inicialmente, o fluido refrigerante entra pela tubulação no local representado pela seta vermelha de entrada, realizando 2 passes no trecho representado pela coloração verde, sendo então dividido em duas linhas, representadas pelas cores azul e amarela, que se juntam novamente no final do evaporador, indo então em direção ao compressor. As linhas representadas na frente das aletas no diagrama são as filas da frente, enquanto as linhas representadas atrás das aletas no diagrama são as filas de trás. Além disso, o fluxo de ar seria perpendicular ao plano do trocador de calor, com escoamento em sentido “para dentro” da folha.

A serpentina do evaporador possui 22 passes no total, sendo 2 passes com a circulação da vazão mássica total de fluido refrigerante (linha verde) e 20 passes com circulação de vazão mássica parcial de fluido refrigerante (linhas amarela e azul). Para fins de modelagem, foi considerado que cada uma dessas linhas possui 10 passes de igual comprimento e com igual vazão mássica de fluido refrigerante.

Figura 10 – Esquema do fluxo de fluido refrigerante na serpentina do evaporador

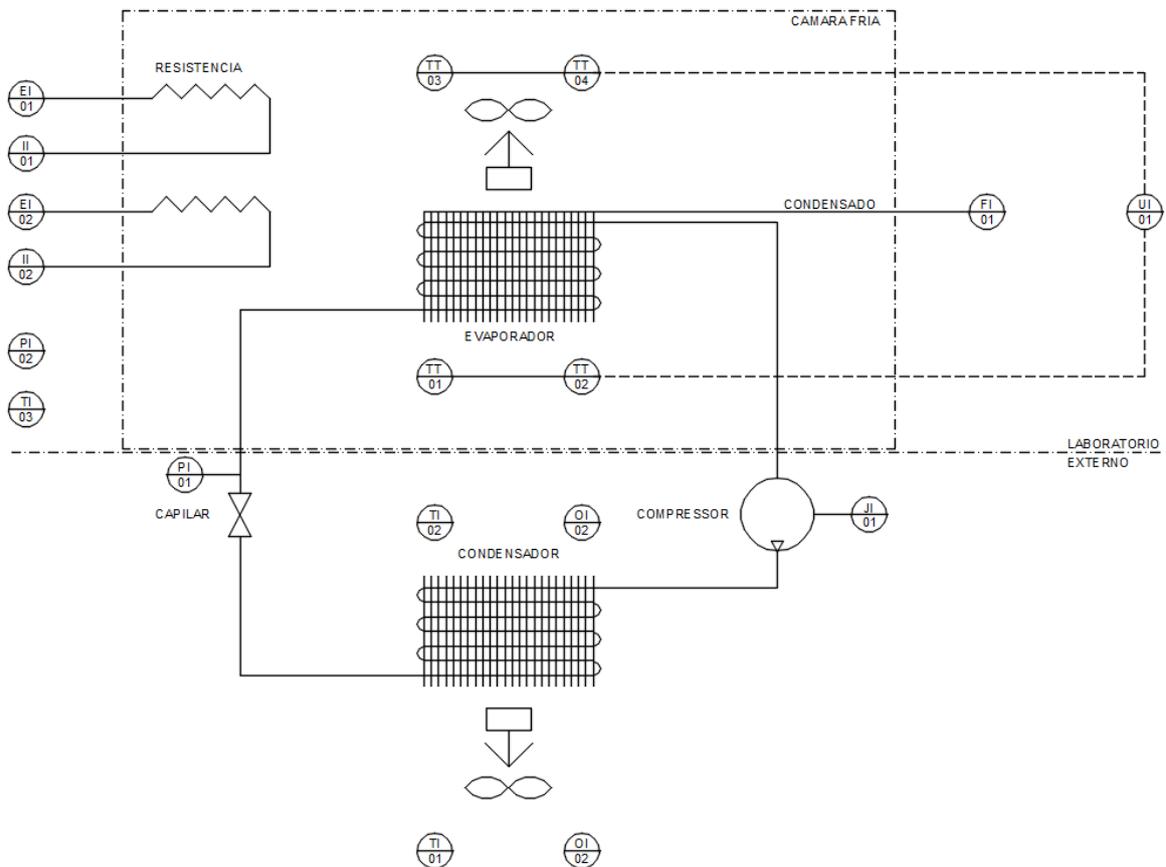


Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

3.2 Especificação da instrumentação

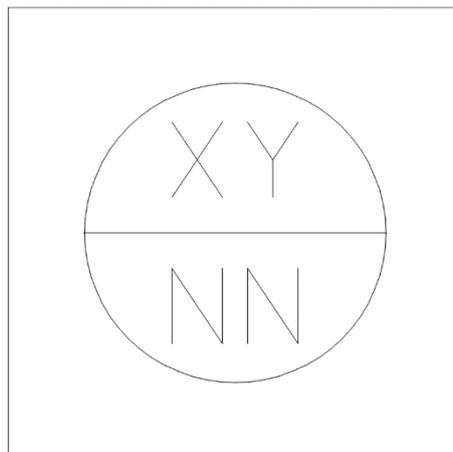
As variáveis de maior interesse do presente trabalho são a capacidade de refrigeração, o consumo elétrico e o coeficiente de performance (COP). Nenhuma dessas variáveis, no entanto, pode ser obtida diretamente, devendo ser calculadas por meio de outras propriedades. A Figura 11 apresenta o diagrama da instrumentação da instalação seguindo a nomenclatura da norma ISA 5.1, no qual são representados os instrumentos de medição utilizados para mensurar os respectivos parâmetros nos experimentos realizados. A Figura 12 ilustra o padrão de nomenclatura da simbologia da instrumentação utilizada.

Figura 11 – Diagrama da instrumentação da instalação



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Figura 12 – Padrão da simbologia da instrumentação



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

O primeiro dígito da parte de cima do símbolo se refere ao parâmetro medido, sendo “T” referente a “temperatura”, “O” referente a “umidade relativa”, “P” referente a “pressão”, “F” referente a “fluxo”, “E” referente a “tensão”, “I” referente a “corrente”, “J” referente a “potência” e “U” referente a “unidade de aquisição de dados”. O segundo dígito da parte de cima do símbolo se refere

à forma como o parâmetro é obtido, sendo “I” referente ao processo de medição por leitura direta no display ou indicador do instrumento e “T” referente ao processo de medição por meio de transmissão de dados ao sistema de aquisição.

Foram utilizados sensores de temperatura para medir as temperaturas do ar na entrada e saída do evaporador e condensador, um manômetro para medir a pressão do fluido refrigerante no acesso à válvula de serviço da linha de sucção, um barômetro para medir a pressão atmosférica, uma balança para medir a massa de água condensada no evaporador e um osciloscópio para medir a carga térmica (quase integralmente gerada por um conjunto de resistências) e o consumo elétrico do sistema.

As temperaturas do ar na entrada e na saída do condensador (TI01 e TI02) e a umidade (OI01 e OI02) foram medidas usando um termo-higrômetro fabricado pela INSTRUTHERM modelo HT-270 com faixa de medição de -30°C a 100°C e 0 a 100% de umidade relativa. A resolução do termo-higrômetro utilizado é de $0,1^{\circ}\text{C}$ para medição de temperatura e 1% para medição de umidade. O certificado de calibração desse instrumento encontra-se no Anexo 1. As temperaturas de bulbo seco do ar na entrada e na saída do evaporador (TT01 e TT03) e as temperaturas de bulbo úmido (TT02 e TT04) foram medidas usando termopares tipo K fabricados pela MIT EXACTA de diâmetro de 1 mm que formam conectados a um sistema de aquisição de dados modelo FieldLogger 8812120004 fabricado pela NOVUS. O termopar e o FieldLogger foram calibrados junto e os certificado de calibração desse instrumento encontra-se no Anexo 1.

Para medição da corrente (II01 e II02) e tensão (EI01 e EI02) aplicadas as resistências que impõem a carga térmica do sistema e a potência consumida pelo compressor (JI01) foi utilizado um osciloscópio modelo TPS2024 da Tektronix. A incerteza máxima das medições feita com este equipamento é de 3% do valor medido mais 5% de uma divisão da escala selecionada. A escala utilizada para as medições em II01, II02, EI01, EI02 e JI01 foram 5A/divisão, 5A/divisão, 100V/divisão, 40V/divisão e 1kW/divisão. Para as medições do osciloscópio foi considerado uma distribuição de probabilidade retangular. Para potência do compressor, por se tratar de uma carga indutiva, foi calculado o valor médio da potência instantânea obtida pela multiplicação dos canais de corrente e tensão com base de tempo de 20ms/divisão.

A pressão atmosférica (PI02) e a temperatura do laboratório (TI03) foram medidas com uma estação meteorológica fabricada pela empresa Energia Direta cujas incertezas são $\pm 1^{\circ}\text{C}$ e 0,3kPa. Embora não seja utilizada para validação do modelo concebido, a vazão de condensado (FI01) foi medida com a utilização concomitantemente de uma balança fabricada pela empresa Aromed e de um cronômetro. A vazão mássica de água condensada pode ser calculada pela razão entre a massa de água coletada durante um determinado período. Conhecendo a pressão atmosférica, é possível calcular a vazão volumétrica de água condensada pela razão entre a vazão mássica previamente obtida pela massa específica da água.

Por fim, as dimensões dos componentes foram obtidas por meio de medições com trenas (com resolução de 1 mm) e paquímetros (com resolução de 0,1 mm). A imprecisão é essencialmente associada ao erro humano e à variabilidade do respectivo mensurando foi considerada como sendo igual a 1 mm para a trena e a 0,1 mm para o paquímetro. A propagação de incertezas foi realizada com um código no software Engineering Equation Solver – EES (2015).

3.3 Considerações do modelo

Conforme mencionado anteriormente, de modo a manter o foco do trabalho no seu tema principal, algumas simplificações serão adotadas, visando facilitar a modelagem do sistema, bem como a sua compreensão:

- Nenhum trabalho é realizado no fluido refrigerante ou pelo fluido refrigerante no evaporador ou no condensador: Tendo em vista que a pressão do fluido nos trocadores de calor é aproximadamente constante nos processos de evaporação e condensação, pode-se assumir que não há realização de trabalho no fluido ou pelo fluido.
- As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis em todas as etapas do ciclo: A simplificação de desconsiderar a energia cinética se deve ao fato de que é razoável admitir que não há aceleração ou desaceleração significativa dos fluidos nos volumes de controle, de modo que a variação de energia cinética se aproxima de zero. No que diz respeito à simplificação de desconsiderar a energia potencial, ela é justificada pelo fato do sistema ser compacto, envolvendo, portanto, pequenas medidas de elevação do fluido, na ordem de alguns centímetros. Além disso, tanto no que diz respeito à energia cinética quanto à energia potencial, ambas possuem uma escala extremamente inferior à da entalpia (a outra componente dos termos da equação da Primeira Lei da Termodinâmica), de modo que esta última trabalha com grandezas de kJ/kg enquanto as demais trabalham na escala de J/kg, o que confirma que esses termos podem ser desprezados sem grande impacto na precisão dos resultados.
- Todas as etapas do ciclo ocorrem em regime permanente, de modo que $\frac{dU}{dt} = 0$: A análise de todas as etapas do ciclo é realizada após o funcionamento prévio do sistema por tempo suficiente para que ele atinja o regime permanente, de modo que o estado dos fluidos em cada ponto do volume de controle não varie ao longo do tempo.
- As perdas de pressão nos trocadores e nas tubulações são desprezadas: Devido aos pequenos comprimentos dos circuitos tanto nos trocadores de calor quanto nas linhas de

sucção e expansão, as perdas nos trocadores e nas tubulações não serão quantificadas e foram desconsideradas no presente trabalho. Adicionalmente, deve-se considerar que elas serão equivalentes independentemente do fluido refrigerante utilizado, motivo pelo qual não haverá impacto significativo nos resultados e conclusões do presente trabalho, referentes, essencialmente, à capacidade de refrigeração, consumo energético e COP dos sistemas.

- O dispositivo de expansão é adiabático e, portanto, isoentálpico: Segundo Costa (1982), a principal função do dispositivo de expansão é reduzir a pressão do refrigerante sem que haja realização de trabalho ou troca de calor com o ambiente. Uma vez que o processo ocorre de forma relativamente rápida, tal dispositivo pode ser considerado aproximadamente adiabático e, portanto, isoentálpico. Esta premissa é amplamente aceita em modelagens de sistemas de climatização e refrigeração.
- Os valores de superaquecimento e sub-resfriamento serão considerados constantes e iguais para cada um dos fluidos refrigerantes em estudo: Critério necessário tanto para assegurar um balanceamento termodinâmico adequado do sistema quanto para permitir a comparação dos resultados diante das mesmas condições.

3.4 Descrição do modelo

O modelo proposto consiste em um código de programação que utiliza o conjunto de dados de entrada do sistema e um conjunto de sub-rotinas, correlações e equações para calcular as variáveis de saída de interesse, entre as quais se destacam a capacidade de refrigeração, o consumo elétrico e o COP do sistema.

O presente modelo utiliza como referência um sistema de climatização do fabricante Comfee, com unidade interna modelo 42MMCC12F5 e unidade externa modelo 38KCG12F5. Os valores dos dados de entrada utilizados nas simulações do modelo são apresentados no Quadro 5.

Quadro 5 – Dados de entrada do modelo

Parâmetro	Valor
Fluido refrigerante	R-22
Temperatura do ar na entrada do evaporador	Variável
Temperatura do ar na entrada do condensador	Variável
Pressão atmosférica	Variável
Grau de sub-resfriamento	5 K
Grau de superaquecimento	8 K

Cilindrada do compressor	16,092 cm ³
Rotação do compressor	3500 rpm
Rendimento isentrópico (estimado)	62%

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Adicionalmente, são informados os dados de placa (tais como as vazões de ar) e os dados geométricos (tais como diâmetros, comprimentos e espaçamentos dos tubos, números de filas, dimensões das aletas, áreas das superfícies de controle, etc) dos trocadores de calor da unidade interna e externa do sistema, que serão particularmente necessários nos cálculos envolvendo a transferência de calor entre o fluido refrigerante e o ar.

Uma vez conhecidas as características do sistema e estabelecidas as condições operacionais de funcionamento, é possível realizar os pré-cálculos do modelo. Em um primeiro momento, são calculadas as razões de superfícies de troca de calor nos trocadores de calor e criadas listas com as temperaturas de evaporação e condensação do fluido refrigerante (sendo estimados dois valores iniciais em cada caso para inicializar o processo de iteração), bem como as listas com os respectivos erros (a serem utilizados como métrica para validação de cada parte do programa) e um valor de erro a ser utilizado como referência nos processos de iteração realizados na rotina desenvolvida. O objetivo inicial é realizar uma primeira aproximação do ciclo termodinâmico, com os valores iniciais de temperatura, pressão, entalpia e entropia em cada ponto do sistema (que serão refinados a cada iteração). Para isso, são utilizadas as temperaturas de evaporação e condensação inicializadas anteriormente. Com base nessas temperaturas e nos demais dados de entrada, é criado um processo de looping para calcular as demais propriedades do ciclo termodinâmico, como pressão, entalpia específica e entropia específica de cada um dos pontos do ciclo termodinâmico, que será concluído quando houver convergência entre os valores calculados e os erros preestabelecidos.

De forma simplificada, primeiramente, calcula-se a pressão de condensação com base na primeira temperatura de condensação inicializada. A temperatura de saída do fluido refrigerante do condensador é obtida subtraindo o sub-resfriamento da temperatura de condensação. Com a pressão e temperatura na saída do condensador, é possível calcular a entalpia neste ponto. Considerando o dispositivo de expansão isoentálpico, tem-se o valor da entalpia na entrada do evaporador, a primeira parte do sistema a ser modelada. Analogamente ao procedimento realizado anteriormente, calcula-se a pressão de evaporação com base na primeira temperatura de evaporação inicializada. A temperatura de saída do fluido refrigerante do evaporador é obtida somando o superaquecimento à temperatura de evaporação. Desta forma, são conhecidas as propriedades na aspiração do compressor.

A próxima etapa, contudo, representa uma etapa crítica do processo, uma vez que somente a pressão na saída do compressor pode ser estimada. Desta forma, é necessário realizar o balanço de

energia do sistema do “lado do fluido refrigerante” e do “lado do ar”, intrínsecos entre si, por meio de uma análise integrada da Termodinâmica e da Transferência de Calor. Para isso, é necessário determinar a vazão mássica de fluido refrigerante do sistema, imposta pelo compressor.

De acordo com Rasmussen e Jakobsen (2000), há diversas formas de modelar um compressor, sendo algumas mais simples e outras mais detalhadas. Os modelos mais sofisticados ou caixa branca (Yang et al., 2013, Duarte et al., 2019, Meramveliotakis et al., 2022) demandam diversos parâmetros e detalhes geométricos que não costumam ser fornecidos por fabricantes de compressores herméticos. O modelo de compressor adotado em modelos de um sistema completo de refrigeração completo geralmente é simples, ou modelo caixa preta, como os apresentados por Duarte (2018), Paulino (2019) e Paula et al. (2021). A vazão mássica que circula pelos componentes do sistema é imposta pelo compressor e pode ser calculada pela expressão (Koury et al., 2001, Duarte et al., 2021), conforme Equação (2):

$$\dot{m} = \rho \nabla N \eta_{vol} \quad (2)$$

sendo ρ a massa específica do fluido refrigerante na aspiração do compressor, ∇ a cilindrada do compressor, N a rotação do compressor e η_{vol} o rendimento volumétrico deste componente. Embora os três primeiros parâmetros sejam conhecidos ou possam ser facilmente calculados, o rendimento volumétrico varia em função do ponto de operação do sistema. De modo a sanar esta questão, foram utilizadas correlações estatísticas com base nas variáveis de desempenho do compressor propostas na Norma ISO 9309 e descritas por Rasmussen e Jakobsen (2000), cujos rendimentos são calculados em função das temperaturas de evaporação e condensação, conforme Equação (3):

$$\eta_{vol} = c_1 T_E + c_2 T_C + c_3 T_E T_C + c_4 T_E^2 + c_5 T_C^2 \quad (3)$$

A utilização da correlação foi estendida também para o cálculo do rendimento eletromecânico do compressor. Devido à limitação de a única propriedade na saída do compressor informada pelos fabricantes de compressores ser a pressão, a correlação não foi utilizada para o cálculo do rendimento isentrópico, estimado em 62%. Deve-se observar, contudo, que este rendimento apresenta impacto somente no cálculo de consumo elétrico (e, conseqüentemente, do COP) do sistema, não influenciando significativamente o cálculo da capacidade de refrigeração. O rendimento isentrópico do compressor é definido por Boles e Çengel (2013) conforme Equação (4):

$$\eta_{IS} = \frac{h_{2S} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4)$$

sendo h a entalpia específica e os subscritos 1, 2 e 2S representam os estados do fluido refrigerante na entrada do compressor, na saída do compressor e na saída do compressor caso o processo de compressão fosse isentrópico, respectivamente. Finalmente, a potência consumida pelo compressor é dada por (Rabelo et al., 2019), conforme Equação (5):

$$\dot{W} = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{\eta_{elm}} \quad (5)$$

sendo η_{elm} o rendimento eletromecânico do compressor. O fabricante do compressor instalado no equipamento utilizado nos testes experimentais não disponibiliza dados de performance, portanto foi utilizado um compressor alternativo que possui cilindrada e capacidade de refrigeração similares ao original. Os coeficientes dos rendimentos volumétrico e eletromecânico do compressor foram calculados com base no compressor modelo HGA5512EXV do fabricante Tecumseh, cujo aplicativo TSelect fornece dados de desempenho (capacidade de refrigeração, consumo, COP e vazão mássica) em função das condições de operação (temperaturas de evaporação e condensação) e do padrão de teste a ser utilizado (foi considerado o padrão ASHRAE).

Para o cálculo dos valores do rendimento volumétrico em cada ponto de operação, foi utilizada a própria Equação (2), com a diferença que, neste caso, a vazão mássica é fornecida como variável de entrada. O rendimento mecânico do compressor foi calculado como sendo a razão entre o produto da vazão mássica e a diferença de entalpia nos pontos 1 e 2 (de acordo com as temperaturas/pressões de evaporação e condensação) e os valores de consumo elétrico disponibilizados pelo fabricante. Os coeficientes para cálculo dos rendimentos volumétrico e mecânico do compressor podem ser inseridos como variáveis de entrada do modelo.

Dando prosseguimento ao modelo do evaporador, uma vez calculada a vazão mássica de fluido refrigerante no sistema e conhecidos os primeiros valores das propriedades nos pontos 1 e 4 do ciclo termodinâmico, é possível calcular a capacidade de refrigeração do sistema, dada por (Boles e Çengel, 2013), conforme Equação (6):

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (6)$$

sendo \dot{m} a vazão mássica de fluido refrigerante e os subscritos 1 e 4 referentes ao estado do fluido refrigerante na saída e na entrada do evaporador, respectivamente.

De forma análoga, a capacidade de refrigeração do sistema pode ser calculada, considerando o balanço de energia do ar conforme Equação (7):

$$\dot{Q} = \dot{V}_a \rho_a [C_a (T_{e,ar} - T_{s,ar}) + \omega_e h_{v,w} - \omega_s h_{v,w} + (\omega_e - \omega_s) h_{l,w}] \quad (7)$$

sendo \dot{V}_a , ρ_a , c_a , $T_{s,ar}$ e $T_{e,ar}$ a vazão volumétrica de ar, a massa específica, o calor específico do ar e os valores da temperatura do ar na saída e na entrada do evaporador, respectivamente, sendo as propriedades do ar calculadas considerando a temperatura média entre a entrada e a saída.

O rearranjo da Equação (7) permite colocar o parâmetro $T_{s,ar}$ em evidência e criar uma sub-rotina para calcular o seu valor (tendo em vista que foram realizadas estimativas iniciais de seu valor para avaliar as propriedades termodinâmicas do ar). Desta forma, é possível compará-lo com o novo valor calculado e repetir a sub-rotina até que a diferença esteja dentro da faixa aceitável (no caso do modelo em questão, igual a $0,1^\circ\text{C}$). Conhecidas as temperaturas do ar na entrada e saída do evaporador, é possível realizar a análise das regiões do evaporador, a saber, evaporação e superaquecimento. Nesta etapa, objetiva-se calcular a extensão de cada uma das regiões, bem como a troca de calor em cada uma delas. Inicialmente são realizados os cálculos para a região de superaquecimento, compreendida entre o ponto de vapor saturado sob a pressão de evaporação e a entrada do compressor.

Para analisar a troca de calor nesta região e calcular a sua extensão, é necessário calcular os valores dos coeficientes convectivos do fluido refrigerante e do ar. O coeficiente convectivo (H) do fluido refrigerante na região de superaquecimento pode ser calculado por meio da Equação (8):

$$H = \frac{Nu \cdot k}{d} \quad (8)$$

sendo Nu , k e d o número de Nusselt, a condutividade térmica e o diâmetro da tubulação, respectivamente. O número de Nusselt, para escoamento monofásico, será constante para o caso de escoamento laminar ou calculado por meio da correlação de Gnielinski (1976), conforme Equação (9):

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (9)$$

sendo f , Re e Pr o fator de atrito de Darcy, o número de Reynolds e número de Prandtl, respectivamente. O fator de atrito de Darcy é calculado pelo método de Zigrang e Sylvester (1982), conforme Equação (10).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -4 \log_{10} \left[\frac{\epsilon}{3,7d} - \frac{5,02}{Re} \log_{10} \left(\frac{\epsilon}{3,7d} + \frac{13}{Re} \right) \right] \quad (10)$$

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu} \quad (11)$$

O coeficiente convectivo (H) do ar pode ser calculado também por meio da Equação (8), cujo número de Nusselt, neste caso, pode ser calculado por meio da correlação de Grimison (1937), conforme Equação (12):

$$Nu_D = 1,13 C_1 Re_{max}^m Pr^{1/3} C_2 \quad (12)$$

sendo Re_{max} e Pr o número de Reynolds calculado usando a Equação (11), em relação às propriedades médias do ar e diâmetro externo da tubulação e o número de Prandtl calculado em relação às propriedades médias do ar, respectivamente, e C_1 , C_2 e m coeficientes dados pelas Tabela 1 e Tabela 2. Detalhes de como calcular a velocidade máxima em matriz de tubos alternada é discutida em detalhes por Incropera et al (2008).

Tabela 1 – Constantes C_1 e m para o escoamento de ar sobre uma matriz tubular

S_L/d	S_T/d							
	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Alinhada								
1,25	0,348	0,592	0,275	0,608	0,100	0,704	0,0633	0,752
1,50	0,367	0,586	0,250	0,620	0,101	0,702	0,0678	0,744
2,00	0,418	0,570	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,648
3,00	0,290	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608
Alternada								
0,600	-	-	-	-	-	-	0,213	0,636
0,900	-	-	-	-	0,446	0,571	0,401	0,581
1,000	-	-	0,497	0,558	-	-	-	-
1,125	-	-	-	-	0,478	0,565	0,518	0,560
1,250	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,500	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568
2,000	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,000	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

Fonte: Adaptado de Incropera et al (2008).

Tabela 2 – Constante C_2 para o escoamento de ar sobre uma matriz tubular

Número de filas	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alinhada	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99
Alternada	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Fonte: Adaptado de Incropera et al (2008).

Para a região de evaporação, o coeficiente convectivo (H) pode ser calculado pela correlação de Sun e Mishima (2009), que foi testada para o R-22 e para misturas como o R-407C e R-410A, conforme Equação (13):

$$H = \frac{6Re_{lo}^{1,05} Bo^{0,54}}{We_l^{0,191} (\rho_l/\rho_v)^{0,142}} \frac{k_l}{d} \quad (13)$$

sendo Re_{lo} , Bo , We_l , ρ_l , ρ_v , k_l e d os números de Reynolds na fase líquida, o número de ebulição, o número de Weber na fase líquida, a massa específica na fase líquida, a massa específica na fase vapor, a condutividade térmica na fase líquida e o diâmetro da tubulação, respectivamente. O número de Weber e o número de ebulição são calculados pelas equações (14) a (16). Nessas equações q , σ e G são o fluxo de calor a tensão superficial e a velocidade mássica.

$$We = \frac{G^2 d}{\rho \sigma} \quad (14)$$

$$Bo = \frac{q}{G(h_v - h_l)} \quad (15)$$

$$G = \frac{4\dot{m}}{\pi d^2} \quad (16)$$

Uma vez que a correlação (13) necessita da tensão superficial do fluido refrigerante na fase líquida e tal propriedade não consta na biblioteca do CoolProp para os fluidos refrigerantes alternativos (R-444B e R-454C), foi considerado, alternativamente, o coeficiente convectivo (H) calculado pela correlação de Liu e Winterton (1991), conforme Equação (17):

$$H = \left(55\Delta T^{0,67} \frac{P}{P_{cr}}^{(0,12-0,2\log_{10} R_p)} \left(-\log_{10} \frac{P}{P_{cr}} \right)^{-0,55} M^{-0,5} \right)^{1/0,33} \quad (17)$$

sendo ΔT , P , P_{cr} e M a diferença entre a temperatura da parede e a temperatura de evaporação, a pressão de evaporação, a pressão crítica e a massa molecular do fluido refrigerante, respectivamente.

Conhecidos os coeficientes convectivos dos fluidos envolvidos e os parâmetros geométricos do trocador de calor do evaporador (entre os quais, os diâmetros do tubo e as superfícies internas e externas), é possível calcular a comprimento (L) da região de superaquecimento, conforme Equação (18):

$$L = UA \left[\frac{1}{H_i \pi d_i} + \frac{1}{H_o (\pi d_o + A_{al} \eta_{al})} \right] \quad (18)$$

sendo H_i , H_o , d_i , d_o , A_{al} e η_{al} o coeficiente convectivo interno, o coeficiente convectivo externo, o diâmetro interno, o diâmetro externo, a área de aletas por metro de tubo e a eficiência da aleta respectivamente. A eficiência da aleta é dada por (Incropera *et al*, 2008):

$$\eta_{al} = \frac{\tanh \sqrt{Hp/kA} (L + \delta/2)}{\sqrt{Hp/kA} (L + \delta/2)} \quad (19)$$

Onde p , δ e k são o perímetro a espessura e a condutividade térmica das aletas. O cálculo do parâmetro UA, que pode ser calculado por meio do método da efetividade NUT (ou NTU, em inglês), conforme Equação (20):

$$NUT = \frac{UA}{\dot{C}_{min}} \quad (20)$$

sendo NUT e \dot{C}_{min} o “número de unidades de transferência”, o produto entre a vazão mássica e o calor específico a pressão constante do fluido com o menor valor entre os dois fluidos que trocam calor. O valor NUT se relaciona com a efetividade de um trocador de calor (ε) de escoamento cruzado sem mistura entre ambos os fluidos pela Equação (21), se não houver mudança de fase, e Equação (22) se houver mudança de fase (Incropera *et al*, 2008).

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NUT^{0,22}}{\dot{C}_{min}/\dot{C}_{max}} \left[\exp \left(-\frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} NUT^{0,78} \right) - 1 \right] \right\} \quad (21)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\{-NUT\} \quad (22)$$

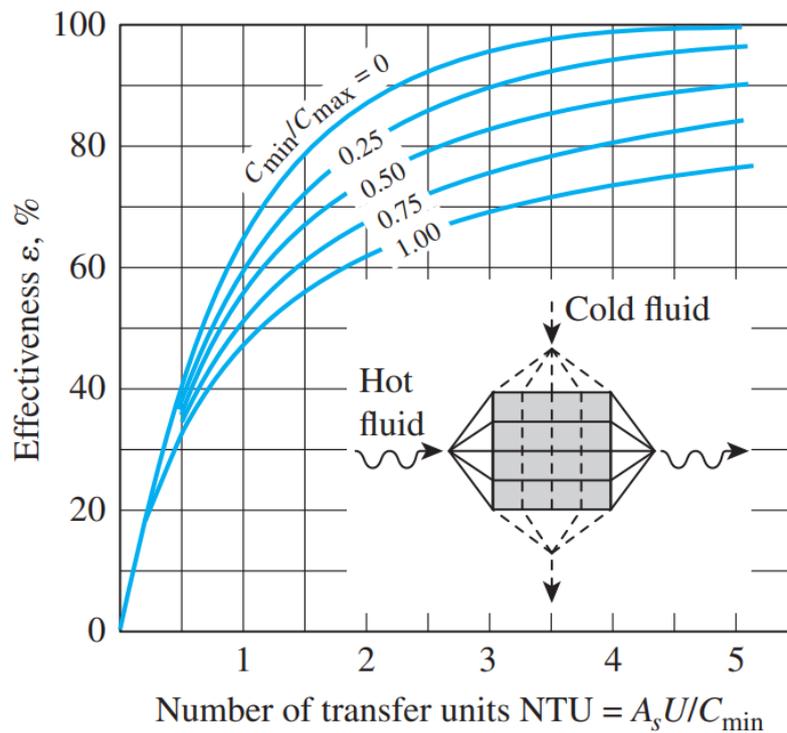
A taxa de transferência de calor (\dot{Q}) pode ser calculada por meio da efetividade, conforme a Equação (23):

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{C}_{\min}(T_{q,e} - T_{fr,e}) \quad (23)$$

sendo $T_{q,e}$ e $T_{fr,e}$ a temperatura de entrada do fluido a maior temperatura e a temperatura de entrada do fluido a menor temperatura.

O gráfico com as efetividades para o tipo de escoamento em questão pode ser visualizado na Figura 13:

Figura 13 – Efetividade para trocadores de calor para escoamento do tipo “crossflow” com fluidos não misturados



Fonte: Çengel e Ghajar (2015), p. 678

Tendo em vista que o comprimento total do evaporador é conhecido e um dos dados de entrada do modelo, é possível, então, realizar a análise da região de evaporação do evaporador. A repetição do processo inicialmente aplicado para a região de superaquecimento para a região de evaporação permite a criação de um novo laço para o cálculo do comprimento da região de evaporação, cuja soma ao comprimento da região de superaquecimento deve ser igual ao comprimento total do evaporador. Esta operação é de suma importância para a definição precisa das condições operacionais do sistema, tais como a temperatura e a pressão efetiva de evaporação do fluido refrigerante.

Posteriormente, é realizada análise do compressor obtendo a temperatura e entalpia na descarga do compressor, que serão utilizados para a próxima etapa do modelo, referente à análise do condensador.

O modelo do condensador é muito semelhante ao modelo do evaporador, com a principal diferença que deve ser tratado sob 3 regiões, a saber: dessuperaquecimento, condensação e sub-resfriamento. De forma análoga à realizada na região de superaquecimento, é possível calcular os comprimentos das regiões de dessuperaquecimento e sub-resfriamento por meio das Equações (8) a (20), com a única diferença que os parâmetros referentes ao escoamento do ar são obtidos considerando o condensador e não mais o evaporador e o balanço de energia no ar é dado por:

$$\dot{Q} = \dot{V}_a \rho_a C_a (T_{s,ar} - T_{e,ar}) \quad (24)$$

Na região de dessuperaquecimento, são consideradas as propriedades do fluido refrigerante entre a descarga do compressor e o vapor saturado, enquanto na região de sub-resfriamento são consideradas as propriedades do fluido refrigerante entre o líquido saturado e o líquido sub-resfriado com o valor predefinido para o balanceamento termodinâmico (utilizado também para a definição do erro no processo de convergência do modelo).

Para escolha de uma correlação para condensação foi considerado o trabalho de Shah (2022b), que comparou correlações resultados experimentais de fluidos puros e misturas. Ele também comparou a correlação de Shah (1979) que obteve resultados razoáveis nas condições de escoamento tipicamente encontradas em ar condicionado usando R-22, A correlação de Shah (1979) pode ser calculada pela Equação (25):

$$H = H_l \left[(1 - x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1 - x)^{0.04}}{(P/P_{cr})^{0.38}} \right] \quad (25)$$

Sendo H_l , e x o coeficiente convectivo do fluido refrigerante na fase líquida, calculado por meio da correlação de Dittus-Boelter apresentada na Equação (26), e o título de vapor, respectivamente.

$$Nu = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{0.3} \quad (26)$$

Tendo em vista que o comprimento total do condensador é conhecido e um dos dados de entrada do modelo, é possível, então, realizar a análise da região de condensação do condensador. A repetição do processo para as regiões de dessuperaquecimento, condensação e sub-resfriamento possibilita o fechamento dos laços previamente criados, com a convergência final entre todos os parâmetros do modelo completo.

Por fim, por meio dos valores finais das Equações (5) (acrescentadas as potências dos ventiladores dos trocadores de calor, fornecidas como dados de placa do equipamento) e (6) (após os processos de convergência), é possível calcular o COP do sistema, dado pela Equação (27).

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} \quad (27)$$

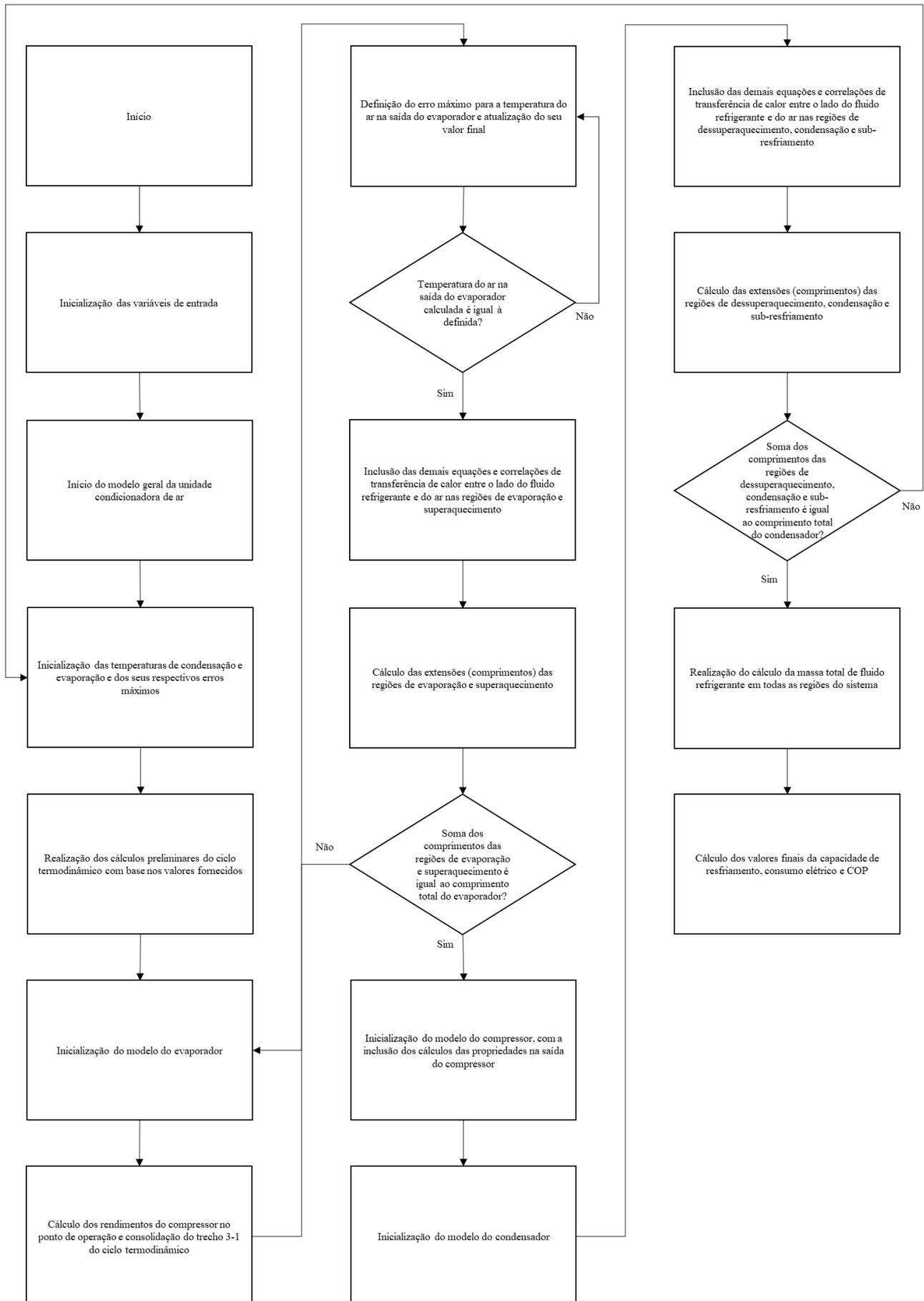
Uma vez definidas a capacidade de resfriamento e o COP de cada um dos fluidos refrigerantes, será possível realizar uma análise da viabilidade técnica e operacional da substituição do fluido R-22 pelo R-444B ou R-454C.

3.5 Fluxograma do modelo

Uma vez apresentado o modelo, é necessário informar os parâmetros utilizados como dados de entrada, a saber: fluido refrigerante utilizado, temperatura do ar na entrada do condensador, temperatura do ar na entrada do evaporador, pressão atmosférica do local, superaquecimento, subresfriamento, vazões de ar no evaporador e no condensador (dados de placa do fabricante), parâmetros geométricos diversos dos trocadores de calor, rendimento isentrópico estimado do compressor e coeficientes para cálculo dos rendimentos volumétrico e mecânico do compressor.

O fluxograma ilustrado na Figura 14 apresenta três convergências, sendo a primeira referente à temperatura do ar na saída do evaporador, a segunda referente ao cálculo do comprimento do evaporador e a terceira referente ao cálculo do comprimento do condensador, sendo estes dois últimos dados de entrada do modelo conhecidos. O código em python usado no trabalho está disponível no apêndice A.

Figura 14 – Fluxograma do modelo



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

3.6 Considerações para determinação e comparação de \dot{Q} e do COP

Para que a metodologia seja válida e possa ser adaptada para o retrofit de outros equipamentos utilizando diferentes fluidos refrigerantes, alguns fatores devem ser levados em consideração durante a realização dos procedimentos experimentais:

a) Definição adequada do volume de controle do equipamento:

Um dos principais fatores para avaliar a validade da metodologia é a definição adequada do volume de controle do equipamento, tendo em vista que os parâmetros de entrada são extremamente dependentes disto. Definições incorretas do volume de controle podem ocasionar medições de valores incoerentes e, conseqüentemente, a obtenção de valores inconsistentes.

b) Avaliação de incrustação nos trocadores de calor:

É natural que com o passar do tempo todos os sistemas de refrigeração e ou climatização apresentem incrustações nos trocadores de calor devido ao acúmulo de contaminantes (como umidade, poeira, resíduos sólidos em geral, entre outros). A incrustação nos trocadores de calor reduz a área total de troca de calor efetiva, repercutindo, portanto, em uma perda de capacidade do sistema. Desta forma, um equipamento sem manutenção adequada ou com a presença de avarias consideráveis pode apresentar características consideravelmente inferiores às especificadas em seu projeto, de modo que a avaliação deste fator deve ser realizada durante a etapa de depuração da metodologia para analisar eventuais inconsistências dos resultados obtidos.

c) Avaliação da deterioração de componentes:

Tal como especificado no item relativo à incrustação nos trocadores de calor, outro problema evidenciado pelo grande tempo de utilização de um equipamento é a deterioração de seus componentes, sejam os principais (como compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador), sejam os secundários (como tubulações, conexões, válvulas, entre outros), o que repercute diretamente no desempenho do sistema como um todo. No caso do compressor em particular, o processo costuma ser ainda mais acentuado, por se tratar de um componente que apresenta partes móveis sujeitas a atrito e altas temperaturas. Algumas das evidências desse problema podem ser observadas pela redução da capacidade de resfriamento (que pode ser inferior à informada na placa do fabricante) ou pelo aumento do consumo energético (que pode ser superior ao informado na placa do fabricante). A implicação imediata dessa situação é a redução do COP, que deve ser avaliada sobretudo em sistemas com longo tempo de utilização.

d) Avaliação de eventuais perdas indesejadas de calor:

Para que o balanço de energia seja corretamente realizado, é de grande importância identificar e, se possível, mensurar eventuais perdas indesejadas de calor, sobretudo em partes expostas dos componentes (como a superfície do compressor, por exemplo) e em trechos de tubulação que não estejam devidamente isolados. Neste sentido, deve-se atentar para que todas as trocas de calor sejam consideradas no balanço de energia do sistema de modo a assegurar a validade da metodologia.

e) Calibração dos instrumentos

Talvez o item com maior implicação na validade da metodologia em questão (e provavelmente em qualquer metodologia) seja a precisão e confiabilidade dos instrumentos de medição e, portanto, das medições realizadas, tendo em vista que instrumentos com erros sistemáticos consideráveis, baixa precisão e/ou resolução ou simplesmente não calibrados podem apresentar valores completamente destoantes dos valores reais, o que pode levar a resultados incoerentes.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados deste trabalho serão agrupados em três grupos: o primeiro a respeito do ajuste de curvas realizado para o rendimento do compressor, o segundo trata da validação do modelo do ar condicionado e o terceiro compara o desempenho do sistema usando os fluidos refrigerantes selecionados.

4.1 Cálculos dos rendimentos do compressor

A Tabela 3 apresenta os valores de vazão mássica (\dot{m}) e potência elétrica (W) em função da temperatura de evaporação (T_e) e temperatura de condensação (T_c) obtidas do catálogo online da Tecumseh. Na Tabela 3 também são apresentados os rendimentos do compressor calculados pelas Equações (2) e (5), bem com algumas propriedades termodinâmicas necessárias para essas equações, calculadas por meio do CoolProp (Bell et al, 2014).

Tabela 3 – Cálculos dos rendimentos do compressor com base nas informações de catálogo

Dados				Cálculos				
T_e	T_c	\dot{m}	\dot{W}	P_e	P_c	ρ	η_v	η_{elm}
C	C	kg/h	W	Pa	Pa	kg/m ³	adm	adm
0	40	55,0	828	497.988	1.533.580	18,02	87,8%	76,4%
5	40	65,0	831	584.109	1.533.580	21,42	87,3%	75,3%
10	40	77,8	807	680.948	1.533.580	25,38	88,2%	76,0%
15	40	93,9	794	789.310	1.533.580	29,97	90,1%	74,2%
0	45	54,4	893	497.988	1.729.211	18,02	86,9%	78,0%
5	45	64,9	906	584.109	1.729.211	21,42	87,2%	78,0%
10	45	78,8	893	680.948	1.729.211	25,38	89,3%	80,3%
15	45	96,7	892	789.310	1.729.211	29,97	92,8%	80,7%
5	50	64,8	984	584.109	1.942.688	21,42	87,0%	79,8%
10	50	79,6	982	680.948	1.942.688	25,38	90,2%	83,4%
15	50	99,0	993	789.310	1.942.688	29,97	95,0%	85,7%
5	55	64,8	1.069	584.109	2.175.071	21,42	87,0%	80,8%
10	55	80,2	1.078	680.948	2.175.071	25,38	90,9%	85,2%
15	55	101,0	1.100	789.310	2.175.071	29,97	97,0%	89,2%
10	60	80,8	1.182	680.948	2.427.487	25,38	91,6%	86,1%
15	60	103,0	1.216	789.310	2.427.487	29,97	98,9%	91,6%
10	65	81,3	1.296	680.948	2.701.153	25,38	92,2%	86,0%
15	65	104,0	1.342	789.310	2.701.153	29,97	99,8%	92,1%

Fonte: Dados da Tecumseh, 2023 e cálculos elaborado pelo autor.

Por meio de uma análise de regressão linear múltipla disponível no Microsoft Excel dos valores dos rendimentos em função do coeficiente é possível calcular os coeficientes da Equação (3), conforme Tabela 4.

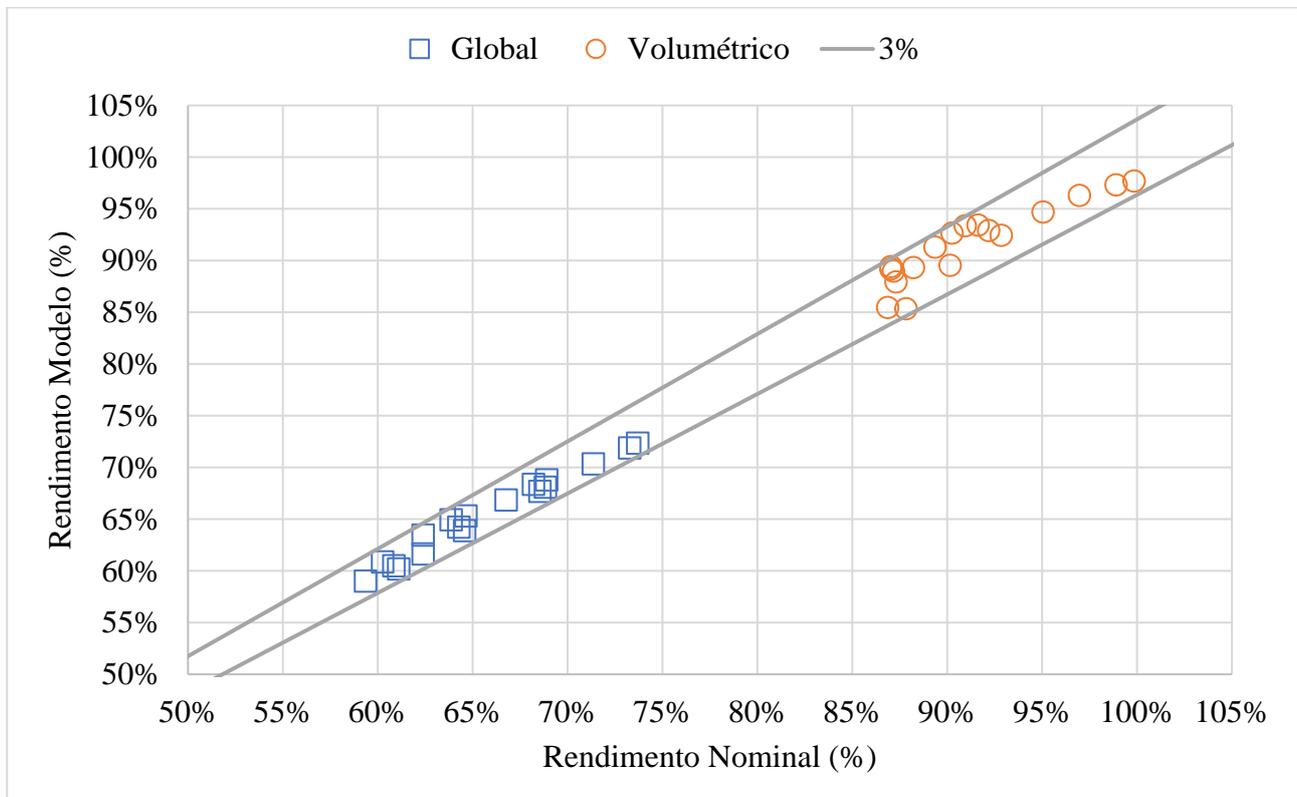
Tabela 4 – Cálculos dos coeficientes da Equação (3)

Coeficiente	Rendimento volumétrico	Rendimento eletromecânico
c1	0,022192077	-0,029450308
c2	-0,020383662	0,02194482
c3	0,000365381	0,000576074
c4	-0,000238374	-0,000269277
c5	-0,000125361	-0,000278046

Fonte: Elaborado pelo autor

Conhecidos os valores dos coeficientes, é possível realizar a verificação da qualidade da regressão como mostra a Figura 15. A equação obtida é muito assertiva, com desvios máximos de 2,8% e 1,8% e médios absolutos de 1,7% e 1,0% para os rendimentos volumétricos e mecânicos, respectivamente.

Figura 15 – Comparação dos rendimentos volumétricos e mecânicos do compressor



Fonte: Elaborado pelo autor

4.2 Validação do modelo

Uma vez calculados e validados os rendimentos do compressor, é possível utilizá-los como variáveis de entrada do modelo. Desta forma, é necessário fornecer somente as condições ambientais às quais o sistema está sujeito, a saber: as temperaturas de entrada e saída do evaporador e do condensador, a umidade relativa do ar na entrada e na saída do evaporador.

Foram realizados 28 (vinte e oito) ensaios experimentais com o objetivo de validar o modelo cujas medições são mostradas na Tabela 5. Na Tabela 5, a identificação dos instrumentos é aquela mostrada na Figura 11. Os testes foram realizados no período compreendido entre os dias 28/08/2023 e 28/09/2023, em diferentes condições internas e externas, de modo a analisar o modelo não só em condições realistas, mas também heterogêneas. Desta forma, foram realizados testes em dia com temperaturas relativamente baixas (como 23,5°C) e com temperaturas relativamente mais altas (como 34,0°C). Além disso, foram realizados testes com e sem reservatórios de água (de modo a criar uma fonte de calor latente, mais compatível com situações reais). Foram aproveitados 27 (vinte e sete), uma vez que 01 (um) dos ensaios apresentou valores muito dissonantes dos demais, sendo, portanto, rejeitado. Para as medições realizadas no escoamento do ar no condensador foram feitas medições em dois locais diferentes tanto na entrada como na saída do ar, por isso há duas medições de cada instrumento na Tabela 5. A Tabela 6 apresenta os resultados de COP, capacidade de refrigeração (\dot{Q}), pressão absoluta de evaporação (P_e), temperatura de bulbo úmido na entrada do evaporador (T_{BUEE}), temperatura de bulbo seco na entrada do evaporador (T_{BSEE}), temperatura de bulbo seco na saída do evaporador (T_{BSSE}) e temperatura de bulbo seco na entrada do condensador (T_{EC}) bem como suas respectivas incertezas padrão. A incerteza máxima do COP é 7,1%, da capacidade de refrigeração 4,3%, da pressão de evaporação 2,5% e das temperaturas 0,41°C.

O modelo foi validado por meio da comparação entre os resultados obtidos pelas simulações e os resultados obtidos experimentalmente. De modo a avaliar o modelo sob diferentes métricas, foram comparados os valores de capacidade de resfriamento, consumo elétrico e COP (parâmetros de maior interesse no presente estudo), bem como os valores da temperatura de evaporação e da temperatura de saída no evaporador.

Uma vez que a Equação (13) para cálculo do coeficiente convectivo do fluido refrigerante na região de ebulição necessita do parâmetro da tensão superficial dos fluidos refrigerantes na fase líquida e nem todos eles constam na biblioteca do CoolProp, alternativamente, foi utilizada uma outra correção, de Liu Winterton, que não necessita de tal parâmetro. A Tabela 7 e a Tabela 8 apresentam os valores calculados pelo modelo, incluindo os respectivos desvios com os valores medidos experimentalmente. De maneira geral, os resultados foram considerados bastante satisfatórios, com desvios médios entre os valores calculados pelo modelo e os obtidos experimentalmente inferiores a

5% para a correlação de Sun e Mishima e inferiores a 10% para a correlação de Liu Winterton. Considerando as incertezas individuais dos instrumentos, bem como a incerteza combinada dos instrumentos, é possível afirmar que os valores obtidos pelo modelo são totalmente compatíveis com o equipamento real.

Conforme mencionado anteriormente, os testes foram realizados em condições heterogêneas, o que justifica valores discrepantes de alguns parâmetros obtidos em alguns ensaios. Tal situação é observada, por exemplo, nos valores dos diversos parâmetros dos testes 1 a 6, realizados sem a presença do tanque de umidificação (resultando, portanto, em uma aplicação com troca de calor essencialmente sensível). Como era de se esperar, experimentos realizados com temperaturas mais altas na entrada do evaporador e/ou temperaturas mais baixas na entrada do condensador obtiveram valores mais elevados de COP, sendo o contrário igualmente verdadeiro.

Tabela 5 – Medições experimentais realizadas.

	Data	JI01	EI01	II01	II02	EI02	TT01	TT02	TT03	TT04	TI01	TI02	OI01	OI02	TI01	TI02	OI01	OI02	PI01	PI02	TI03	FI01	FI01
		kW	V	A	A	V	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%	%	°C	°C	%	%	kgf/cm ²	kPa	°C	g	s
1	28/08/23	1,03	219	14,2	3,07	67,4	26,3	14,2	9,3	7,4	23,53	32,39	64,67	41,14	26,03	34,63	55,76	37,62	4,0	92,52	24,0	0	1080
2	31/08/23	1,08	217	14,1	3,03	67	24,3	13,2	8,1	6,1	27,38	34,20	60,92	43,42	28,64	36,50	59,42	37,35	4,0	92,68	23,6	1	1200
3	31/08/23	1,05	217	14,2	4,68	100	29,4	15,9	13,0	9,9	23,69	32,94	65,38	42,12	24,99	34,94	61,54	37,48	4,2	92,42	24,1	8	600
4	01/09/23	1,12	218	14,2	5,04	101	33,0	20,2	16,9	14,3	26,69	35,28	56,97	36,98	27,59	38,82	52,51	32,06	4,6	92,81	24,5	117	651
5	01/09/23	1,12	217	14,1	5,57	65,6	29,6	17,5	13,6	11,1	27,38	35,68	53,65	36,52	28,80	39,73	50,73	30,04	4,5	92,73	24,8	57	645
6	01/09/23	1,12	215	13,9	5,19	101	26,2	18,7	14,9	13,9	24,83	35,48	60,46	35,81	25,52	37,77	59,10	32,42	4,5	92,50	25,4	8	617
7	01/09/23	1,13	215	14	3,64	66,7	26,9	15,9	12,0	9,8	25,02	36,54	57,70	33,22	25,72	37,93	56,61	31,62	4,5	92,48	25,5	38	515
8	04/01/23	1,17	216	14,2	4,95	103	28,8	20,0	15,6	13,8	27,73	38,40	55,67	35,37	27,07	40,18	57,49	31,07	4,7	92,50	25,8	240	636
9	04/01/23	1,17	213	13,9	3,32	65,5	24,3	16,1	11,0	8,8	28,33	39,16	51,50	30,05	28,27	41,23	51,33	28,00	4,4	92,30	26,2	140	550
10	14/09/23	1,25	217	14,2	4,83	104	31,4	21,8	16,5	15,9	28,95	41,53	44,53	23,57	28,34	44,77	45,61	26,67	5,0	92,28	26,9	494	556
11	14/09/23	1,22	213	13,9	2,8	60	25,0	16,4	9,9	9,8	31,08	40,14	37,67	24,93	30,39	44,15	36,98	20,82	4,5	92,01	27,4	303	525
12	14/09/23	1,22	213	13,8	3,74	80,8	26,2	17,5	11,0	11,0	29,79	41,77	40,47	22,89	30,10	44,65	39,87	20,03	4,7	92,02	27,8	185	683
13	15/09/23	1,13	217	14,1	4,75	100	27,2	18,7	12,9	12,6	25,75	35,32	57,72	36,23	25,65	39,04	57,59	30,92	4,6	92,54	26,2	239	666
14	15/09/23	1,15	216	14,1	3,92	80,2	26,4	17,4	11,4	11,2	28,50	39,70	47,59	28,81	28,34	36,77	49,30	32,20	4,7	92,41	26,2	196	540
15	15/09/23	1,13	214	13,9	3,01	59,1	24,2	15,6	9,1	9,0	27,59	37,01	50,95	32,31	27,73	40,24	49,72	28,05	4,4	92,33	26,8	153	658
16	15/09/23	1,16	213	13,9	2,09	40,4	23,1	14,6	7,7	7,7	27,38	36,85	50,05	32,07	27,78	40,65	48,87	26,06	4,3	92,27	27,3	138	701
17	21/09/23	1,13	215	14	1,73	39	23,9	13,2	7,2	6,8	28,13	36,94	40,55	26,08	27,65	39,76	40,92	23,06	4,2	92,29	26,5	4	661
18	21/09/23	1,16	216	14,1	1,79	39,3	23,9	15,3	8,6	8,7	27,99	37,33	41,09	25,68	27,72	40,14	41,52	23,00	4,2	92,27	26,8	149	626
19	25/09/23	1,24	211	13,8	1,73	38,6	24,8	14,0	8,3	7,6	33,78	43,64	31,59	20,02	32,35	46,60	35,45	17,45	4,4	91,88	28,3	0	804
20	25/09/23	1,32	213	13,9	2,76	61,5	26,8	15,0	9,7	8,9	33,94	44,67	28,62	17,19	34,09	48,02	27,49	15,40	4,6	91,76	29,2	0	695
21	25/09/23	1,32	211	13,8	3,67	80,5	28,9	16,1	11,1	10,2	34,09	45,01	27,11	16,71	33,76	47,95	26,62	14,23	4,9	91,67	29,9	0	725
22	26/09/23	1,21	204	13,4	1,84	39	22,6	13,9	7,0	7,0	32,58	41,13	37,75	25,51	31,63	44,49	38,87	21,85	5,2	91,65	29,5	43	654
23	26/09/23	1,24	204	13,4	2,88	61	24,1	15,2	8,3	8,4	33,67	42,73	34,70	23,73	32,97	46,30	35,70	19,25	5,0	91,63	29,5	34	642
24	26/09/23	1,26	206	13,5	3,71	80,7	26,0	16,7	10,2	10,1	33,78	43,37	31,65	20,79	33,35	46,96	32,16	16,90	5,1	91,61	29,7	71	631
25	26/09/23	1,30	203	13,2	4,8	100	27,4	18,2	12,4	11,7	34,15	44,63	30,71	18,84	34,03	47,54	30,25	16,13	5,1	91,60	30,0	96	596
26	28/09/23	1,22	203	13,3	4,61	98,4	25,4	17,6	10,7	10,9	31,53	41,68	43,92	27,77	30,31	45,18	44,81	22,58	4,7	91,86	28,8	187	652
27	28/09/23	1,22	205	13,4	3,83	81,8	25,1	17,2	10,6	10,6	31,56	42,34	42,65	25,87	31,43	45,21	42,75	22,79	4,6	91,79	28,4	141	583
28	28/09/23	1,19	206	13,3	2,85	60,4	23,9	15,8	9,6	9,7	31,53	41,70	44,16	27,90	31,47	44,66	44,10	24,34	4,5	91,83	28,9	?	711

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Tabela 6 - Resultados experimentais

	<i>COP</i>	<i>Q̇</i>	<i>P_e</i>	<i>T_{EC}</i>	<i>T_{BSEE}</i>	<i>T_{BUEE}</i>	<i>T_{BSSE}</i>
	adm	kW	kPa	°C	°C	°C	°C
1	3,22±0,23	3,32±0,13	485±12	24,78±0,41	25,89±0,15	13,70±0,16	8,44±0,15
2	3,02±0,18	3,26±0,13	485±12	28,01±0,41	23,82±0,15	12,62±0,16	7,19±0,15
3	3,38±0,20	3,55±0,13	504±12	24,34±0,41	29,00±0,15	15,44±0,16	12,24±0,15
4	3,22±0,18	3,60±0,13	544±12	27,14±0,41	32,75±0,15	19,94±0,16	16,31±0,15
5	3,06±0,17	3,43±0,13	534±12	28,09±0,41	29,26±0,15	17,15±0,16	12,87±0,15
6	3,14±0,18	3,51±0,13	534±12	25,18±0,41	25,77±0,15	18,45±0,16	14,30±0,15
7	2,88±0,17	3,25±0,13	534±12	25,37±0,41	26,52±0,15	15,51±0,16	11,27±0,15
8	3,05±0,17	3,58±0,13	553±12	27,40±0,41	28,46±0,15	19,81±0,16	15,04±0,15
9	2,72±0,16	3,18±0,12	524±12	28,30±0,41	23,83±0,15	15,71±0,16	10,20±0,15
10	2,87±0,16	3,58±0,13	583±12	28,65±0,41	31,09±0,15	21,62±0,16	15,90±0,15
11	2,56±0,15	3,13±0,12	533±12	30,74±0,41	24,52±0,15	15,99±0,16	9,11±0,15
12	2,66±0,15	3,24±0,12	553±12	29,95±0,41	25,81±0,15	17,14±0,16	10,23±0,15
13	3,13±0,18	3,53±0,13	544±12	25,70±0,41	26,83±0,15	18,37±0,16	12,16±0,15
14	2,92±0,17	3,36±0,13	553±12	28,42±0,41	25,96±0,15	17,11±0,16	10,59±0,15
15	2,79±0,16	3,15±0,12	524±12	27,66±0,41	23,71±0,15	15,19±0,16	8,25±0,15
16	2,63±0,15	3,05±0,12	514±12	27,58±0,41	22,62±0,15	14,09±0,16	6,84±0,15
17	2,72±0,16	3,08±0,12	504±12	27,89±0,41	23,43±0,15	12,68±0,16	6,33±0,15
18	2,69±0,16	3,12±0,13	504±12	27,86±0,41	23,40±0,15	14,90±0,16	7,78±0,15
19	2,40±0,14	2,98±0,12	523±12	33,07±0,41	24,37±0,15	13,47±0,16	7,42±0,15
20	2,37±0,13	3,13±0,12	543±12	34,02±0,41	26,43±0,15	14,54±0,16	8,89±0,15
21	2,43±0,13	3,21±0,12	572±12	33,93±0,41	28,51±0,15	15,74±0,16	10,31±0,15
22	2,32±0,14	2,81±0,12	602±12	32,11±0,41	22,09±0,15	13,40±0,16	6,05±0,15
23	2,35±0,13	2,91±0,12	582±12	33,32±0,41	23,64±0,15	14,72±0,16	7,45±0,15
24	2,44±0,14	3,08±0,12	592±12	33,57±0,41	25,53±0,15	16,35±0,16	9,36±0,15
25	2,43±0,13	3,16±0,12	592±12	34,09±0,41	26,99±0,15	17,90±0,16	11,68±0,15
26	2,58±0,14	3,15±0,12	553±12	30,92±0,41	25,00±0,15	17,32±0,16	9,94±0,15
27	2,51±0,14	3,06±0,12	543±12	31,50±0,41	24,65±0,15	16,89±0,16	9,75±0,15
28	2,45±0,14	2,91±0,12	533±12	31,50±0,41	23,45±0,15	15,43±0,16	8,76±0,15

Tabela 7 – Validação do Modelo (Correlação de Sun Mishima)

Simulação										
Teste	\dot{Q}	Desvio	\dot{W}	Desvio	P_{evap}	Desvio	T_{BSSE}	Desvio	COP	Desvio
	W	(%)	W	(%)	Psi	(%)	K	(%)	adm	(%)
1	3.221	-3,0%	1.046	1,5%	66,49	14,4%	279,80	-0,9%	3,08	-4,6%
2	3.054	-6,8%	1.097	1,6%	63,95	11,0%	278,89	-0,8%	2,78	-8,6%
3	3.437	-3,3%	1.049	-0,1%	71,74	16,7%	281,49	-1,6%	3,28	-3,1%
4	3.680	2,0%	1.119	-0,1%	77,43	15,5%	286,91	-1,1%	3,29	2,1%
5	3.427	0,0%	1.125	0,5%	72,82	12,1%	283,82	-1,0%	3,05	-0,4%
6	3.205	-9,6%	1.053	-6,4%	66,23	3,4%	286,14	-0,7%	3,04	-3,0%
7	3.257	0,1%	1.060	-6,6%	67,59	5,3%	282,11	-1,1%	3,07	6,4%
8	3.371	-6,1%	1.108	-6,0%	71,17	6,1%	287,49	-0,5%	3,04	-0,1%
9	3.046	-4,4%	1.103	-6,1%	63,92	2,1%	282,97	-0,4%	2,76	1,6%
10	3.540	-1,2%	1.145	-9,2%	75,98	6,4%	289,46	-0,1%	3,09	7,3%
11	3.064	-2,1%	1.154	-5,7%	65,10	1,7%	283,27	0,1%	2,66	3,4%
12	3.160	-2,6%	1.146	-6,5%	67,06	0,3%	284,52	0,1%	2,76	3,6%
13	3.274	-8,0%	1.067	-5,9%	68,12	4,0%	285,85	-0,1%	3,07	-2,0%
14	3.190	-5,3%	1.116	-3,0%	67,10	0,4%	284,41	0,0%	2,86	-2,3%
15	3.044	-3,5%	1.090	-3,6%	63,77	1,9%	282,30	0,0%	2,79	0,1%
16	2.972	-2,5%	1.083	-7,1%	62,80	2,6%	281,07	0,1%	2,74	4,3%
17	3.025	-1,7%	1.093	-3,3%	63,58	6,0%	279,05	-0,5%	2,77	1,6%
18	3.021	-3,1%	1.093	-6,2%	63,52	6,0%	281,98	0,1%	2,77	2,9%
19	3.028	1,6%	1.199	-3,4%	65,39	4,3%	280,05	-0,5%	2,52	4,9%
20	3.156	0,8%	1.232	-7,1%	69,04	5,2%	281,07	-0,6%	2,56	7,4%
21	3.301	2,8%	1.244	-6,1%	72,58	4,0%	282,24	-0,7%	2,65	8,5%
22	2.884	2,7%	1.166	-3,8%	62,72	-17,9%	280,40	0,1%	2,47	6,3%
23	2.972	-3,7%	1.200	-5,0%	64,23	-12,9%	281,85	-0,5%	2,48	1,3%
24	3.096	-2,0%	1.217	-6,8%	67,32	-7,7%	283,63	-0,7%	2,54	4,5%
25	3.189	1,1%	1.237	1,4%	69,90	4,4%	285,41	0,5%	2,58	-0,3%
26	3.092	1,0%	1.160	-5,1%	65,88	0,7%	284,93	0,4%	2,66	5,9%
27	3.062	4,9%	1.170	-1,7%	65,42	2,2%	284,44	0,6%	2,62	6,5%
Média	3.177	-1,9%	1.132	-4,1%	67,44	3,6%	283,17	-0,4%	2,81	2,0%
Mínimo	2.884	-9,6%	1.046	-9,2%	62,72	-17,9%	278,89	-1,6%	2,47	-8,6%
Máximo	3.680	4,9%	1.244	1,6%	77,43	16,7%	289,46	0,6%	3,29	8,5%
Desvio Padrão	193	3,21%	58	2,94%	4,07	7,87%	2,68	0,47%	0,24	4,15%

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

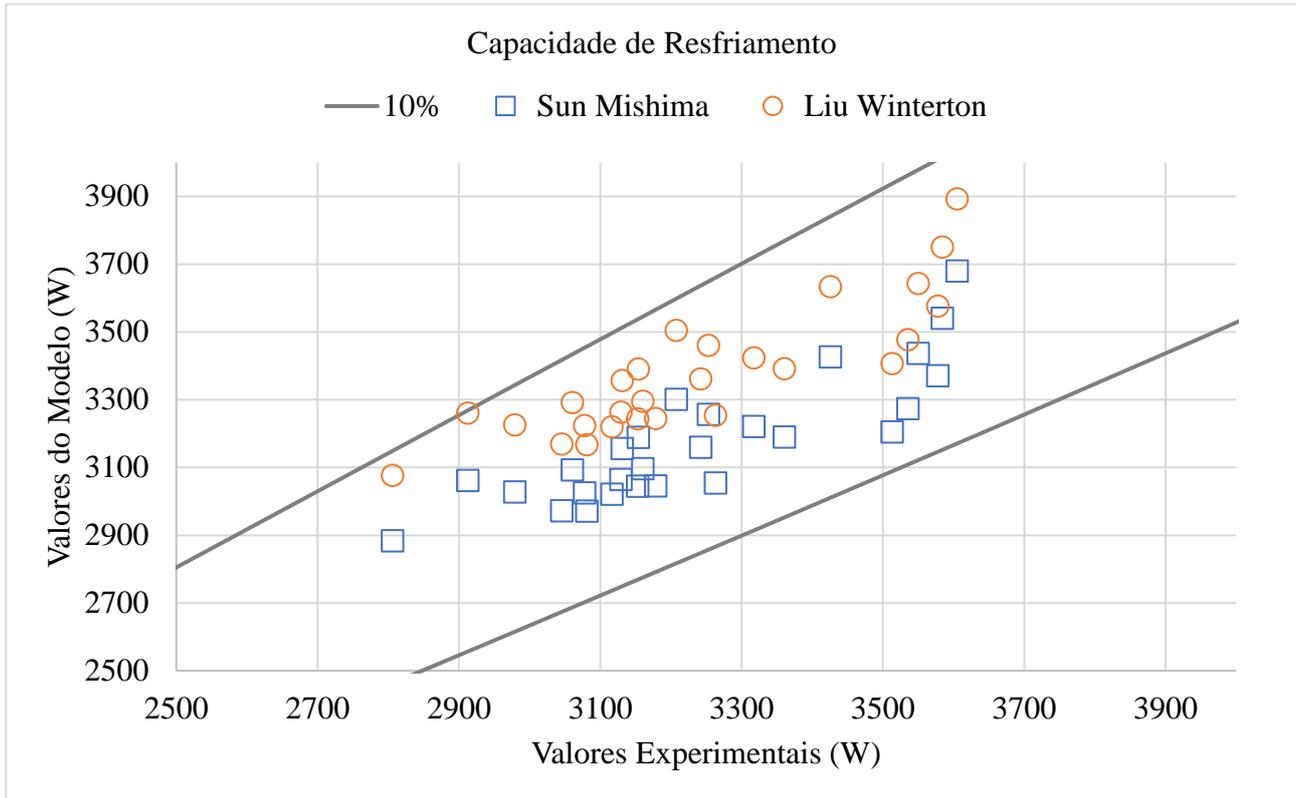
Tabela 8 – Validação do Modelo (Correlação de Liu Winterton)

Simulação										
Teste	\dot{Q}	Desvio	\dot{W}	Desvio	P_{evap}	Desvio	T_{BSSE}	Desvio	COP	Desvio
	W	(%)	W	(%)	Psi	(%)	K	(%)	adm	(%)
0	3.423	3,1%	1.057	2,5%	71,57	20,5%	279,23	-1,1%	3,24	0,6%
1	3.254	-0,3%	1.112	2,9%	68,50	16,9%	278,31	-1,0%	2,93	-3,3%
2	3.643	2,6%	1.058	0,7%	76,55	22,0%	280,93	-1,8%	3,44	1,9%
3	3.892	7,4%	1.129	0,8%	82,65	20,8%	286,42	-1,3%	3,45	6,6%
4	3.634	5,7%	1.138	1,6%	77,05	16,9%	283,30	-1,2%	3,19	4,3%
5	3.406	-3,1%	1.064	-5,3%	71,27	10,2%	285,67	-0,8%	3,20	2,0%
6	3.461	6,0%	1.071	-5,5%	72,70	12,0%	281,57	-1,3%	3,23	10,9%
7	3.577	0,0%	1.120	-4,8%	76,24	12,3%	287,04	-0,6%	3,19	4,6%
8	3.245	2,0%	1.118	-4,6%	68,41	8,5%	282,46	-0,6%	2,90	6,4%
9	3.751	4,5%	1.158	-8,0%	79,62	10,7%	289,02	-0,2%	3,24	11,5%
10	3.264	4,1%	1.171	-4,2%	69,96	8,5%	282,76	-0,1%	2,79	8,0%
11	3.361	3,6%	1.161	-5,0%	72,05	7,2%	284,02	0,0%	2,89	8,2%
12	3.477	-1,7%	1.078	-4,8%	73,23	10,7%	285,38	-0,2%	3,22	3,0%
13	3.392	0,9%	1.130	-1,7%	72,12	7,3%	283,92	-0,2%	3,00	2,6%
14	3.243	2,8%	1.105	-2,3%	68,11	8,1%	281,78	-0,2%	2,94	5,0%
15	3.169	3,9%	1.098	-5,6%	66,26	7,7%	280,53	-0,1%	2,89	9,0%
16	3.224	4,5%	1.108	-2,0%	67,72	11,8%	278,47	-0,7%	2,91	6,4%
17	3.220	3,2%	1.107	-4,7%	67,61	11,6%	281,46	-0,1%	2,91	7,6%
18	3.226	7,7%	1.218	-1,8%	70,23	10,9%	279,49	-0,7%	2,65	9,3%
19	3.357	6,7%	1.250	-5,6%	74,03	11,6%	280,52	-0,8%	2,68	11,7%
20	3.505	8,5%	1.261	-4,6%	76,87	9,3%	281,70	-0,9%	2,78	12,5%
21	3.077	8,8%	1.184	-2,2%	66,09	-11,9%	279,86	-0,1%	2,60	10,8%
23	3.168	2,8%	1.218	-3,4%	68,95	-5,2%	281,33	-0,7%	2,60	6,0%
24	3.295	4,1%	1.235	-5,2%	72,25	-0,4%	283,13	-0,9%	2,67	8,9%
25	3.390	7,0%	1.255	2,8%	74,93	10,8%	284,93	0,4%	2,70	4,3%
26	3.291	7,0%	1.177	-3,6%	70,78	7,6%	284,45	0,3%	2,80	10,3%
27	3.261	10,7%	1.187	-0,2%	70,28	8,9%	283,96	0,4%	2,75	10,9%
Média	3.378	4,2%	1.147	-2,7%	72,08	9,8%	282,65	-0,5%	2,95	6,7%
Mínimo	3.077	-3,1%	1.057	-8,0%	66,09	-11,9%	278,31	-1,8%	2,60	-3,3%
Máximo	3.892	10,7%	1.261	2,9%	82,65	22,0%	289,02	0,4%	3,45	12,5%
Desvio Padrão	197	3,01%	60	2,85%	4,22	7,46%	2,72	0,47%	0,25	3,89%

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

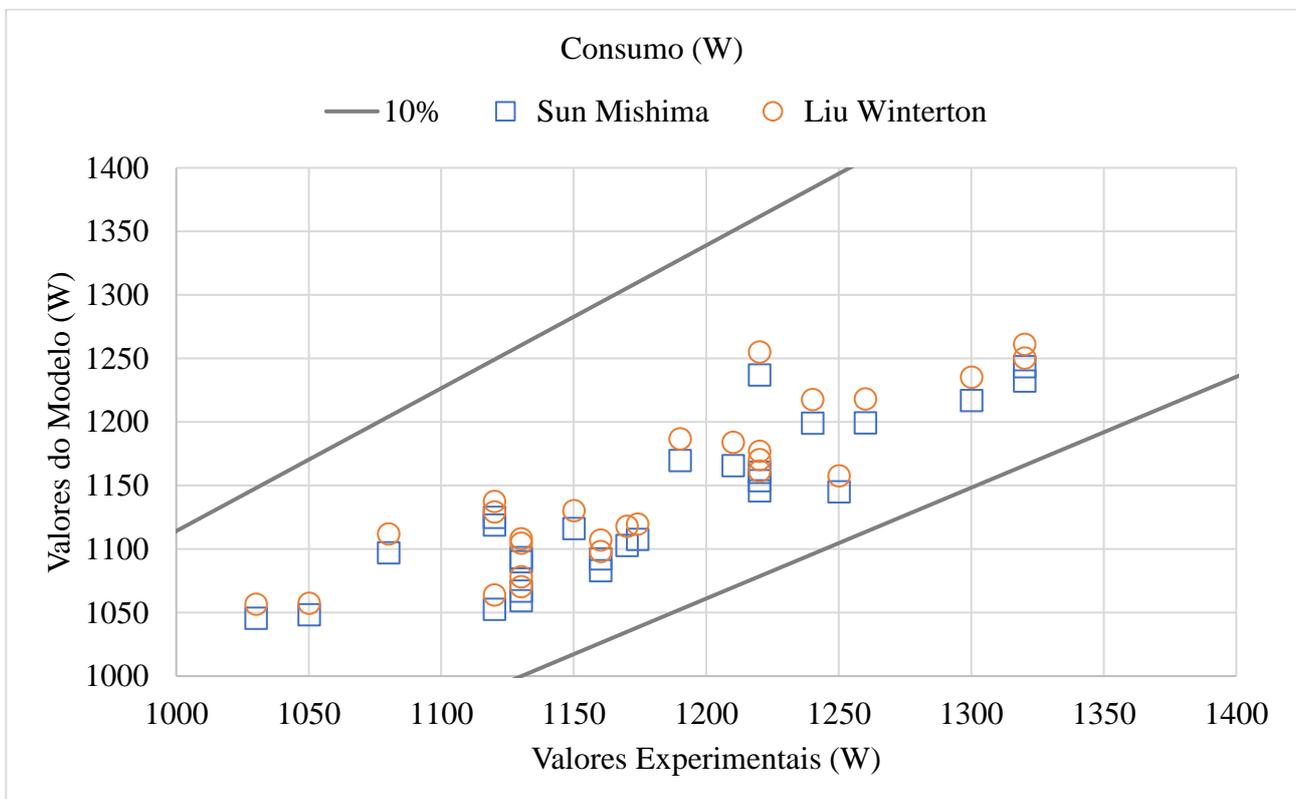
As Figuras 16 a 18 apresentam os principais parâmetros validados com cada uma das correlações.

Figura 16 – Validação da capacidade de resfriamento



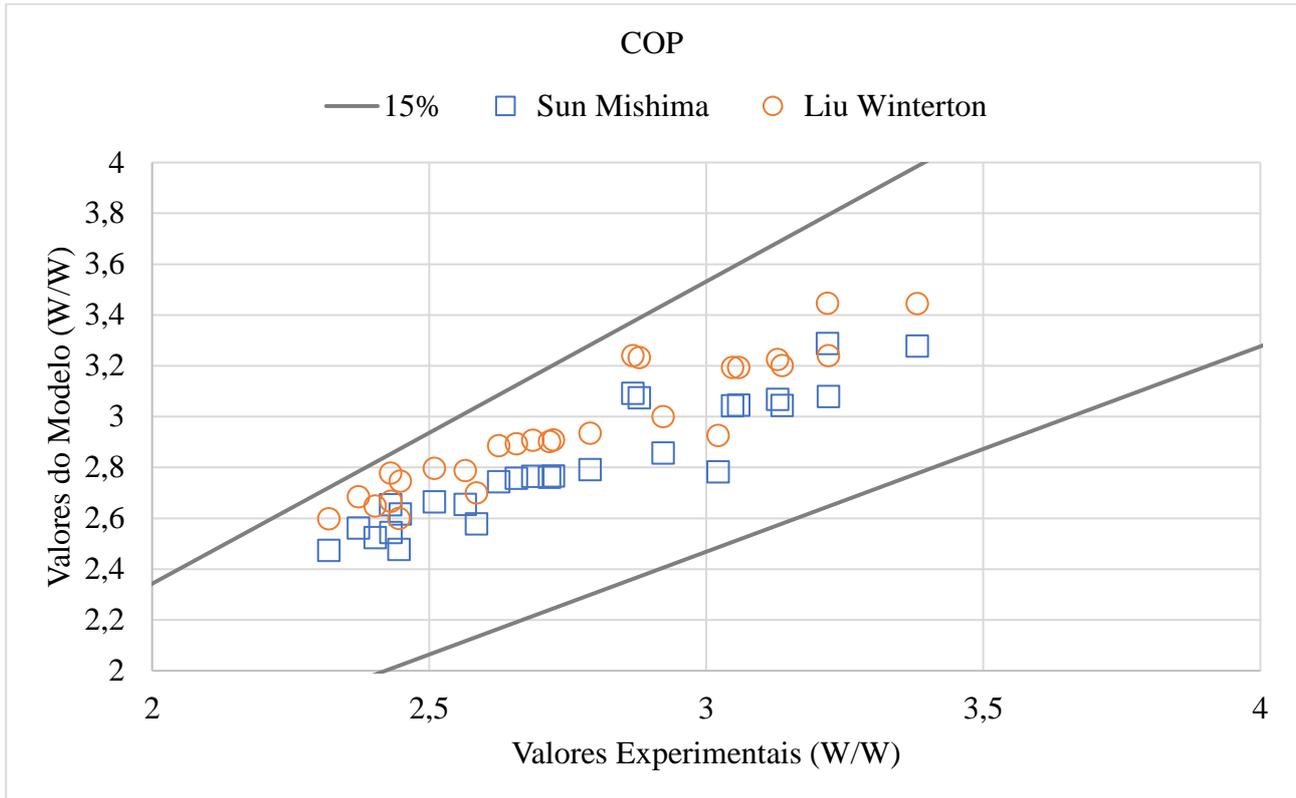
Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Figura 17 – Validação do consumo



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Figura 18 – Validação do COP



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Por meio da análise das figuras previamente apresentadas, é possível constatar que os valores da capacidade de resfriamento, consumo elétrico e COP calculados pelo modelo são consideravelmente próximos aos obtidos experimentalmente, quer seja considerada a correlação de Sun Mishima quer seja considerada a correlação de Liu Winterton (ainda que os valores obtidos pela primeira tenham se mostrado um pouco mais próximos aos obtidos experimentalmente).

O desvio médio obtido pelo modelo considerando a correlação de Sun Mishima é 1,9%, 4,1%, 3,6%, 0,4% e 2,0% para a capacidade de resfriamento, a potência do compressor, a pressão de evaporação, a temperatura de bulbo seco na saída do evaporador e o COP, respectivamente. Considerando todos os resultados, 95% dos dados estão dentro de $\pm 10\%$. Os valores descobertos são consistentes com os valores da literatura: Zhang et al (2014) mostraram um desvio médio de 8,01% no COP de uma bomba de calor solar com R-22 assistida; Duarte et al (2023) apresentaram um desvio médio absoluto de 3,4% e desvio máximo de 12% na validação feita para o COP de um sistema de ar condicionado; Aljolani et al (2024) relataram um desvio máximo de 9,34% em uma validação experimental de 5 pontos de dados para o COP de um sistema de ar condicionado residencial; Li, et al (2010) apresentaram uma validação experimental com dados de capacidade de refrigeração de 81% na faixa de $\pm 25\%$ em um sistema de ar condicionado com fluxo de refrigerante variável.

4.3 Comparação entre os fluidos

Com o modelo com o fluido refrigerante R-22 validado, foi realizada a modelagem do sistema operando com os fluidos R-444B e R-454C. Para tal, foram mantidos todos os dados geométricos dos componentes do sistema modelado, os coeficientes dos rendimentos volumétrico e eletromecânico do compressor e os dados de placa do equipamento (vazões de ar no evaporador e no condensador).

Além disso, devido à heterogeneidade das condições de operação, foram definidos alguns parâmetros (em sua maioria admitidos como constantes), conforme apresentado no Quadro 6.

Quadro 6 – Dados de entrada do modelo

Parâmetro	Valor
Temperatura do ar na entrada do evaporador	Conforme Tabela 9
Temperatura do ar na entrada do condensador	Conforme Tabela 9
Umidade relativa do ar na entrada do evaporador	50%
Umidade relativa do ar na saída do evaporador	90%
Pressão atmosférica	101.325 Pa
Grau de sub-resfriamento	5 K
Grau de superaquecimento	8 K
Cilindrada do compressor	16,092 cm ³
Rotação do compressor	3500 rpm
Rendimento isentrópico (estimado)	62%

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Desta forma, foram estabelecidas uma gama de simulações com variações nas temperaturas de entrada de ar no evaporador (mantendo uma temperatura de ar constante na entrada do condensador, igual a 35°C) e no condensador (mantendo uma temperatura de ar constante na entrada do evaporador, igual a 24°C), conforme apresentado pela Tabela 9.

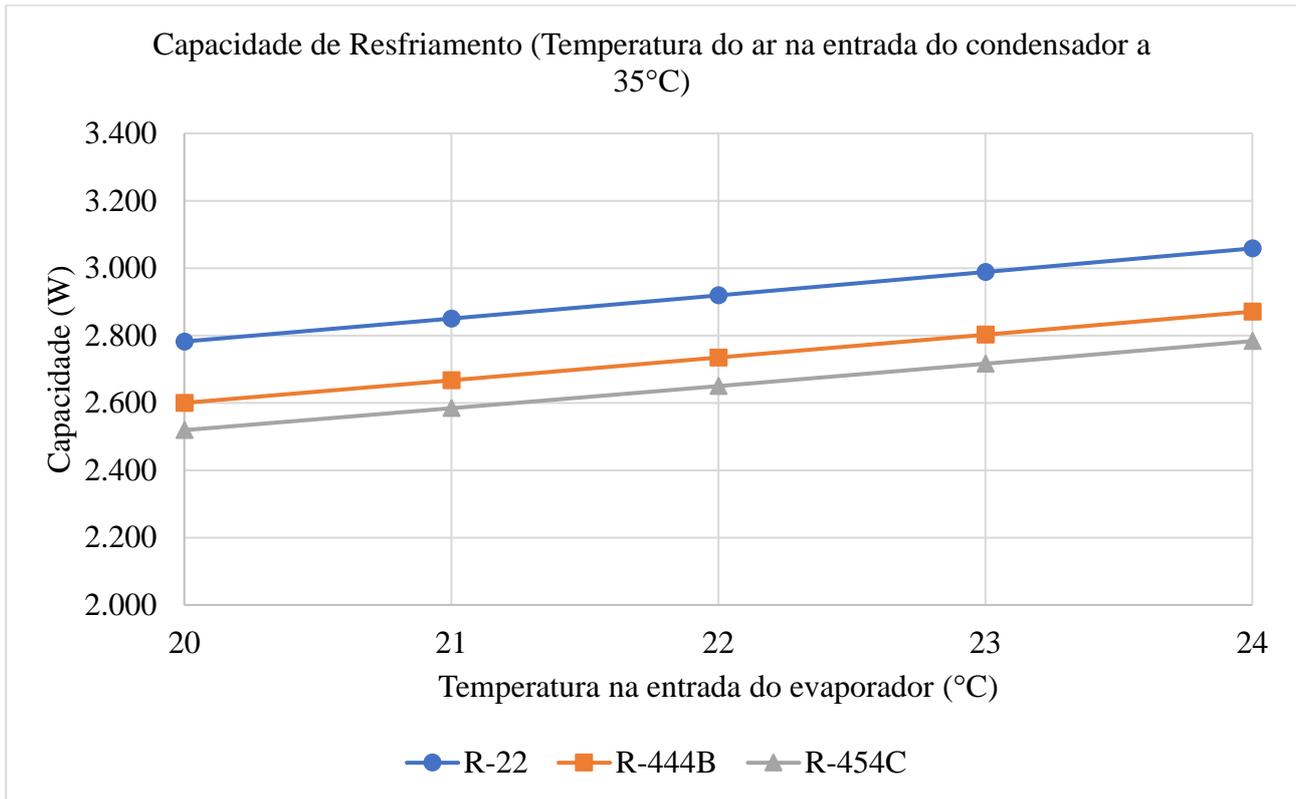
Tabela 9 – Condições Operacionais da Simulação

Teste	Temperatura na entrada do evaporador (°C)	Temperatura na entrada do condensador (°C)
1	20	35
2	21	35
3	22	35
4	23	35
5	24	35
6	24	20
7	24	25
8	24	30
9	24	35
10	24	40

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

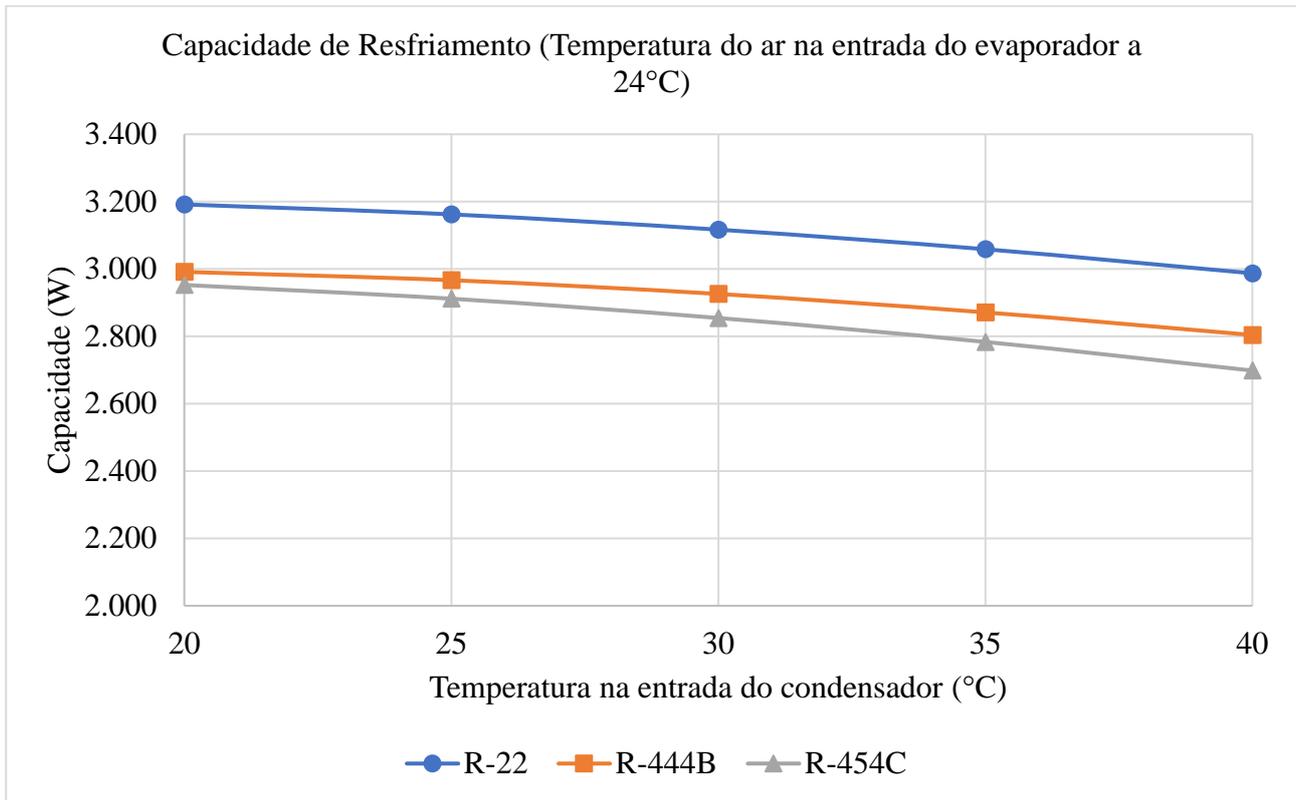
A Figura 19 apresenta a comparação da capacidade de resfriamento dos fluidos refrigerantes com temperatura na entrada do condensador constante (igual a 35°C). A Figura 20 apresenta a comparação da capacidade de resfriamento dos fluidos refrigerantes com temperatura na entrada do evaporador constante (igual a 24°C).

Figura 19 – Comparação da capacidade de resfriamento dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do condensador constante, igual a 35°C)



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Figura 20 – Comparação da capacidade de resfriamento dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do evaporador constante, igual a 24°C)

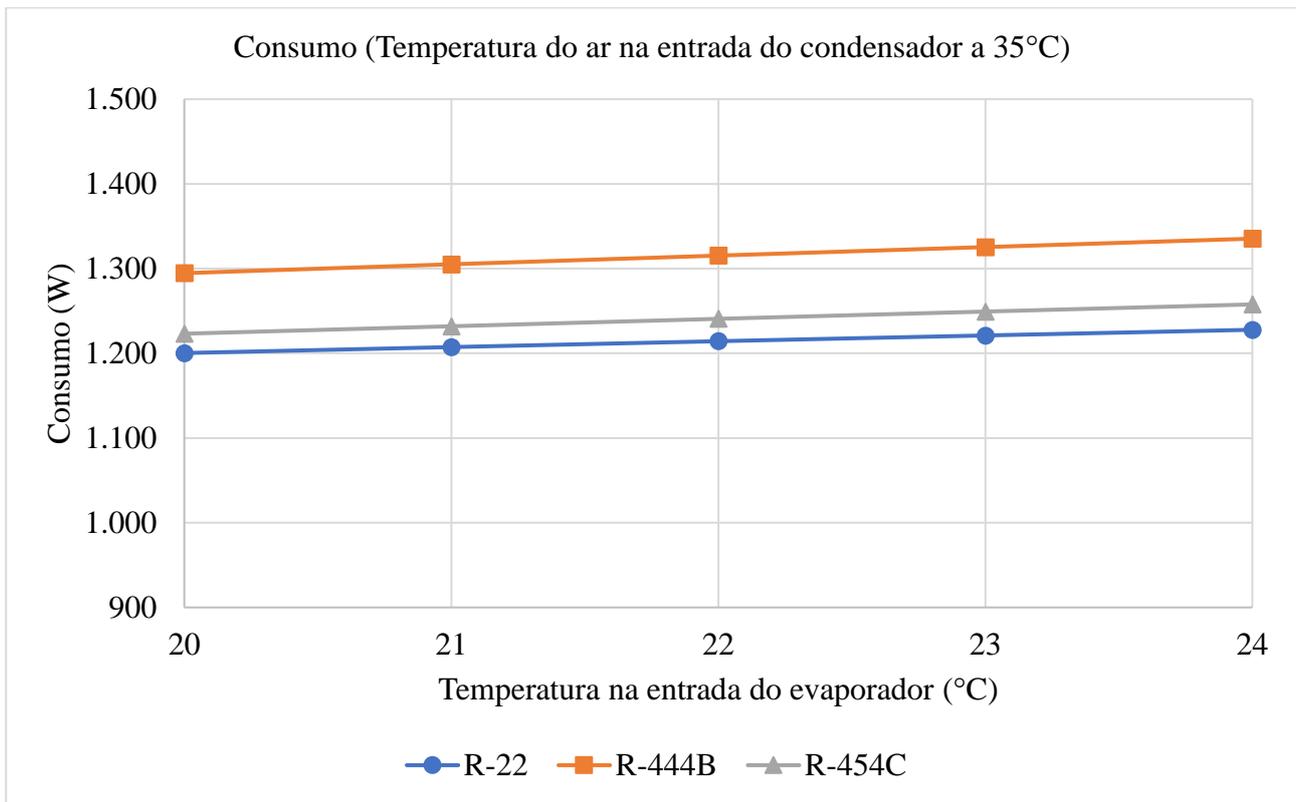


Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

É possível observar que para qualquer condição de temperaturas na entrada do evaporador e do condensador, a capacidade de resfriamento do R-22 é superior à do R-444B e R-454C. A capacidade média do R-444B é aproximadamente 6,3% inferior à do R-22, enquanto a capacidade média do R-454C é aproximadamente 8,9% inferior à do R-22. Contudo, é importante destacar que, para este último, a diferença é relativamente inferior para temperaturas na entrada do condensador mais baixas (até 25°C).

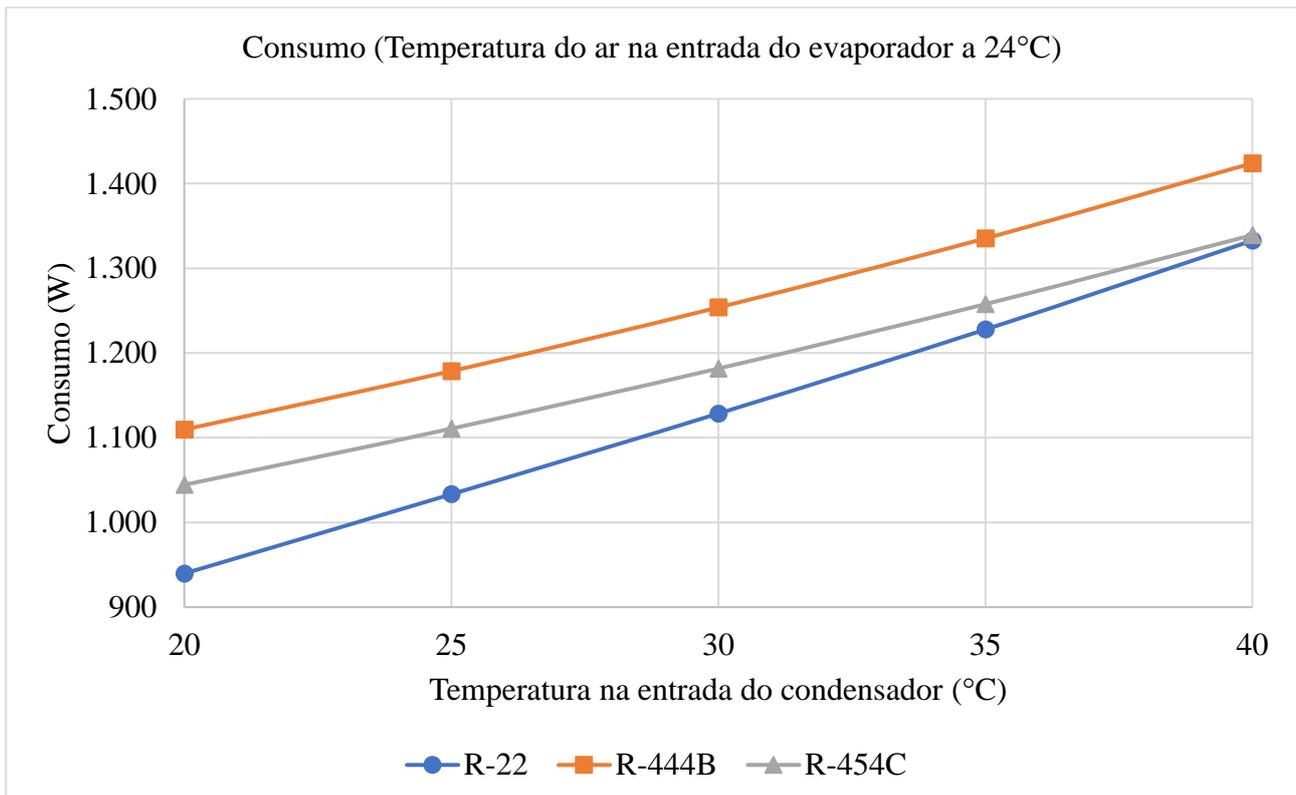
A Figura 21 apresenta a comparação do consumo elétrico dos fluidos refrigerantes, com temperatura na entrada do condensador constante (igual a 35°C). A Figura 22 apresenta a comparação do consumo elétrico dos fluidos refrigerantes, com temperatura na entrada do evaporador constante (igual a 24°C).

Figura 21 – Comparação do consumo elétrico dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do condensador constante, igual a 35°C)



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Figura 22 – Comparação do consumo elétrico dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do evaporador constante, igual a 24°C)



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

É possível observar que para a maior variedade de condições de temperaturas na entrada do evaporador e do condensador, o consumo elétrico do sistema operando com R-22 é inferior ao com R-444B e R-454C. O consumo médio do R-444B é aproximadamente 10,0% superior ao do R-22, enquanto o consumo médio do R-454C é aproximadamente 3,7% superior ao do R-22. Contudo, é importante destacar que a diferença em ambos os casos é relativamente inferior para temperaturas na entrada do condensador mais elevadas (superiores a 35°C), chegando a ser virtualmente nula no caso do R-454C na temperatura de 40°C.

A Figura 23 apresenta a comparação do COP dos fluidos refrigerantes, com temperatura na entrada do condensador constante (igual a 35°C). A Figura 24 apresenta a comparação do COP dos fluidos refrigerantes, com temperatura na entrada do evaporador constante (igual a 24°C).

Figura 23 – Comparação do COP dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do condensador constante, igual a 35°C)

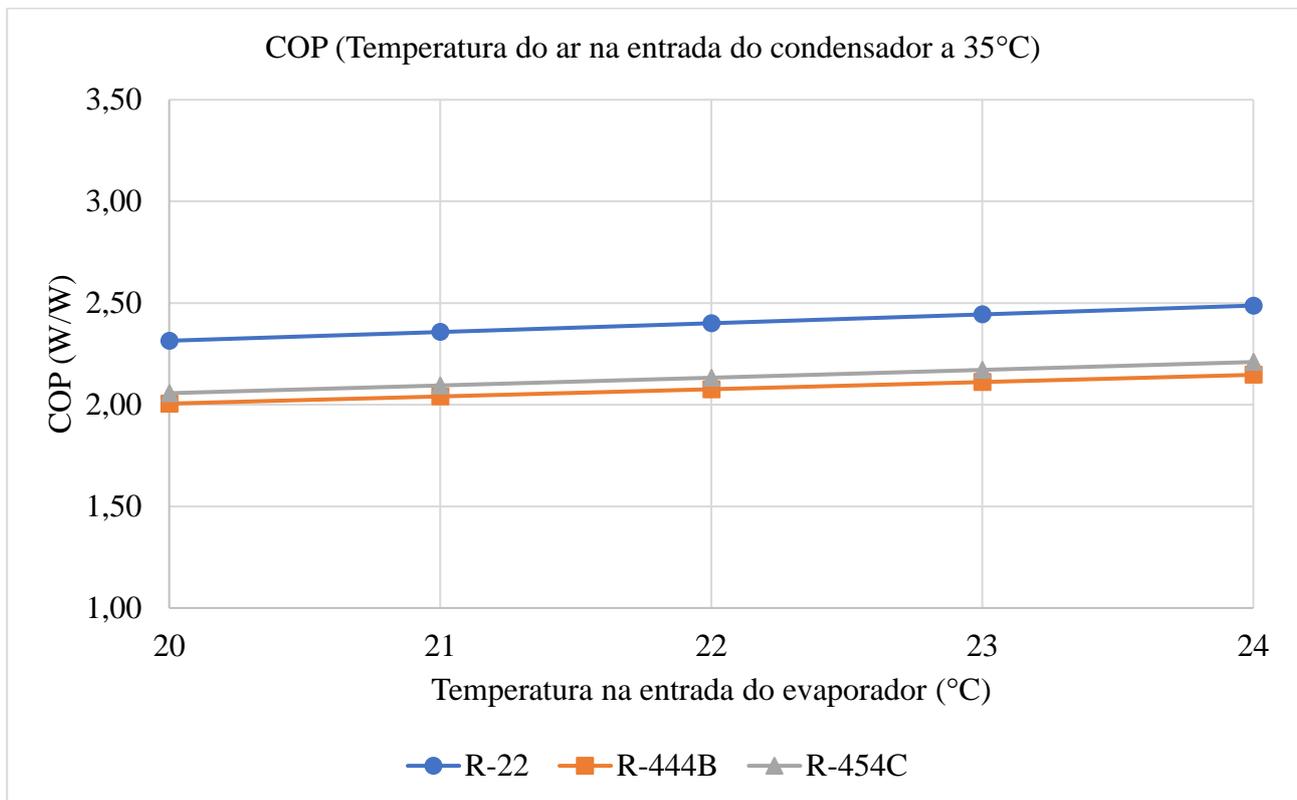
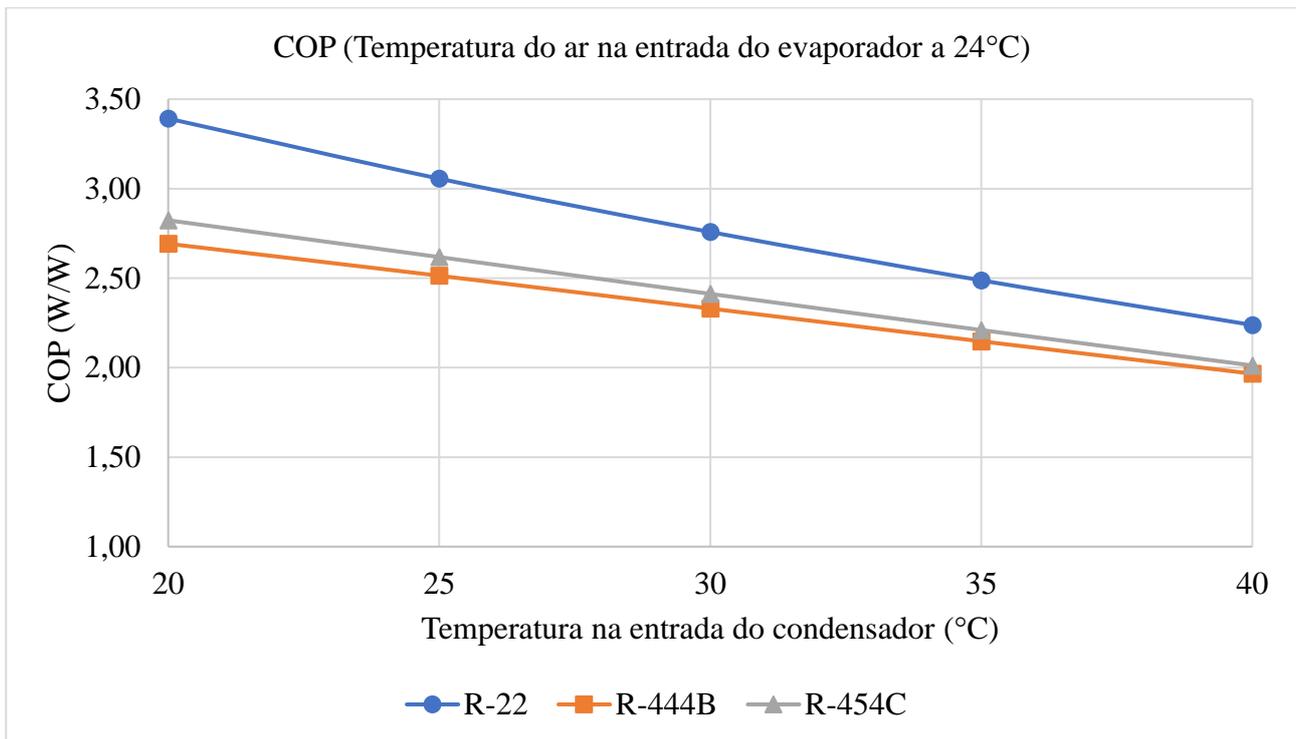


Figura 24 – Comparação do COP dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do evaporador constante, igual a 24°C)



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Tal como ocorrido para a capacidade de resfriamento e consumo nominal, é possível observar que para todas as condições de temperaturas na entrada do evaporador e do condensador, o COP do sistema operando com R-22 é superior ao com R-444B e R-454C. O COP médio do R-444B é aproximadamente 14,7% inferior ao do R-22, enquanto o COP médio do R-454C é aproximadamente 12,1% inferior ao do R-22. Contudo, em consonância ao que ocorre com o consumo, é importante destacar que a diferença em ambos os casos é reduzida com o aumento das temperaturas na entrada do condensador.

A Figura 25 apresenta a comparação da vazão mássica dos fluidos refrigerantes, com temperatura na entrada do condensador constante (igual a 35°C). A Figura 26 apresenta a comparação da vazão mássica dos fluidos refrigerantes, com temperatura na entrada do evaporador constante (igual a 24°C).

Figura 25 – Comparação da vazão mássica dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do condensador constante, igual a 35°C)

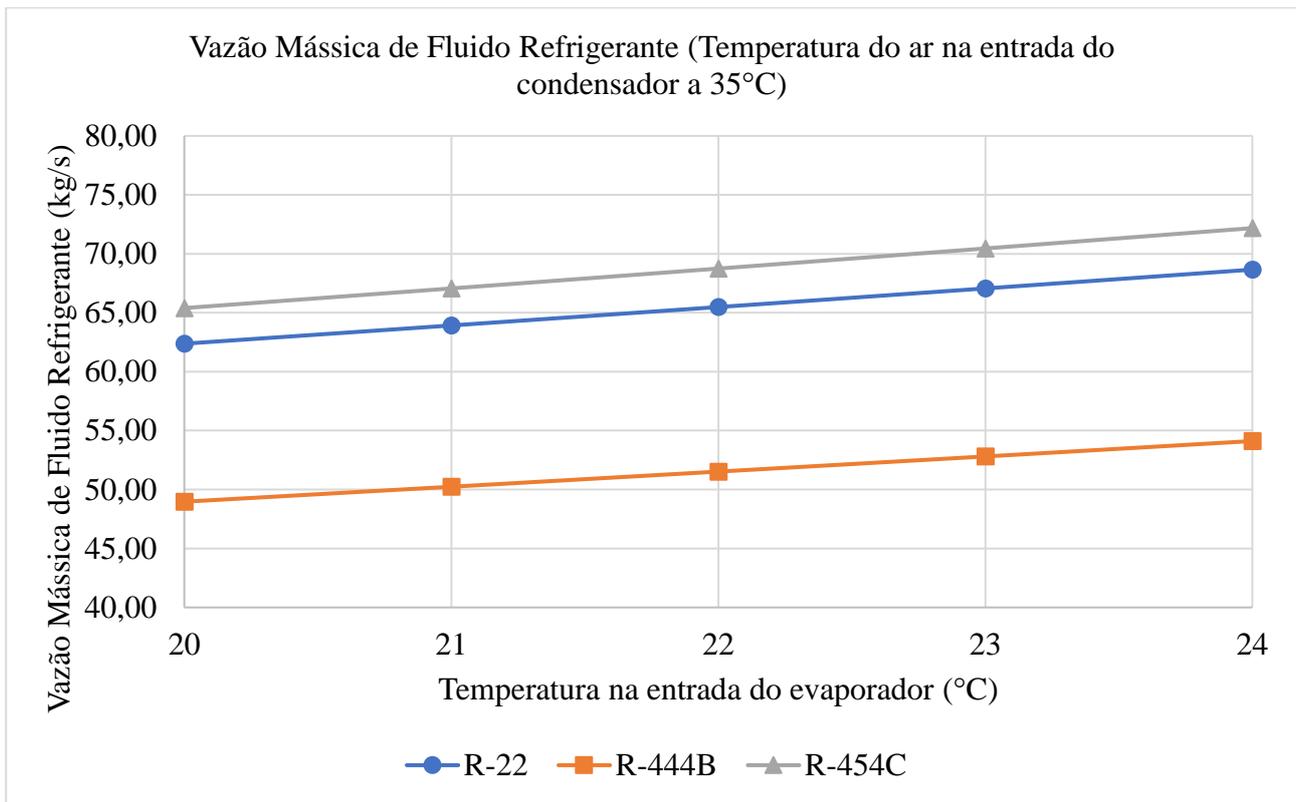
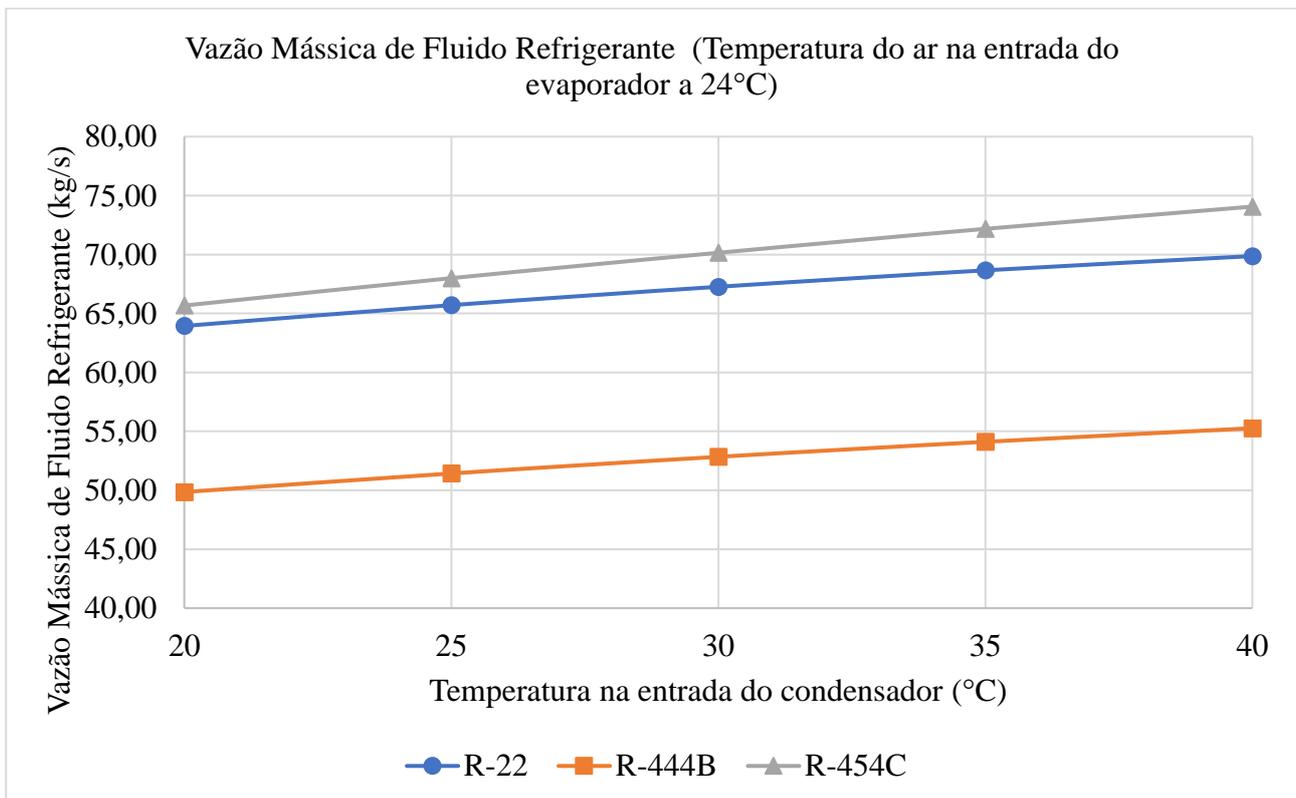


Figura 26 – Comparação da vazão mássica dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do evaporador constante, igual a 24°C)



É interessante observar que os valores da vazão mássica do R-22 são intermediários entre os valores de vazão mássica do R-444B e do R-454C para todas as condições de temperaturas na entrada do evaporador e do condensador. A vazão mássica média do R-444B é aproximadamente 21,4% inferior à do R-22, enquanto a vazão mássica média do R-454C é aproximadamente 4,6% superior à do R-22.

A Figura 27 apresenta a comparação da capacidade de resfriamento específica dos fluidos refrigerantes, com temperatura na entrada do condensador constante (igual a 35°C). A Figura 28 apresenta a comparação da capacidade de resfriamento específica dos fluidos refrigerantes, com temperatura na entrada do evaporador constante (igual a 24°C).

Figura 27 – Comparação da capacidade de resfriamento específica dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do condensador constante, igual a 35°C)

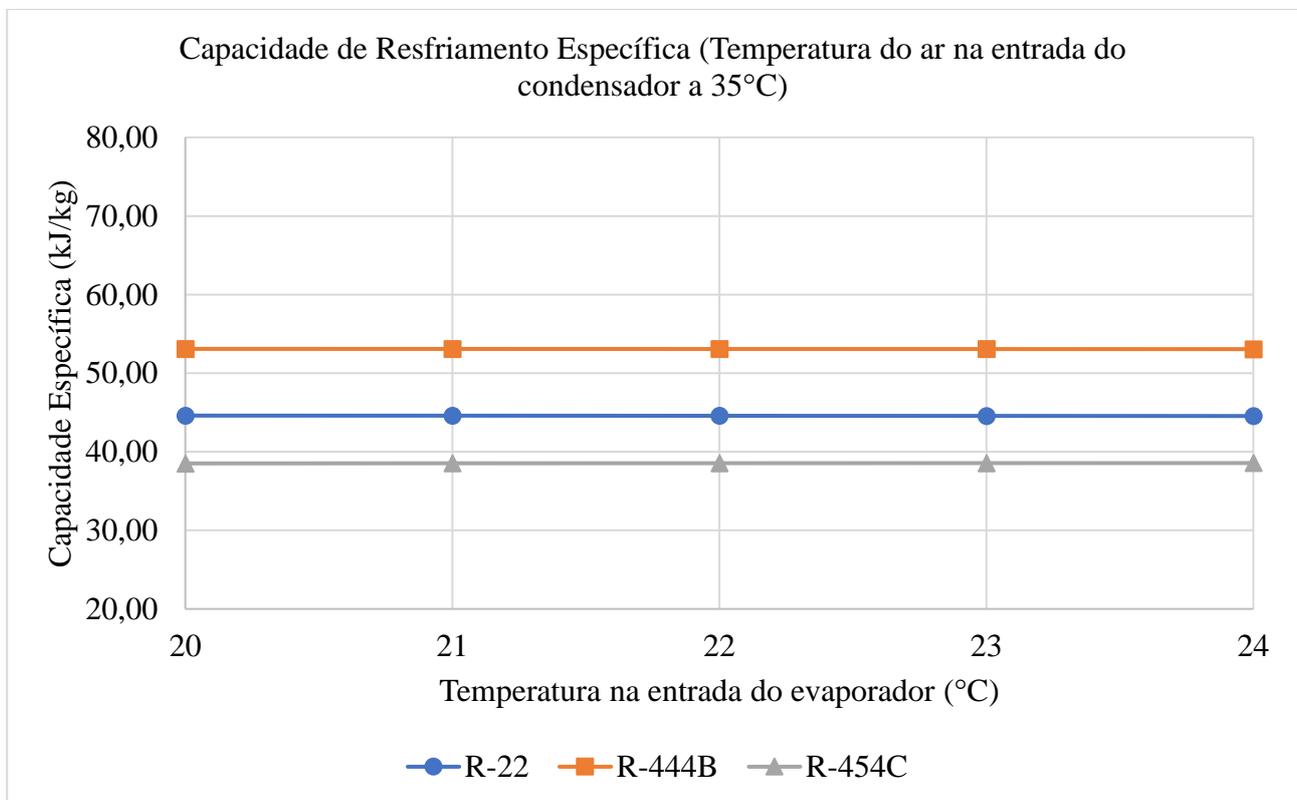
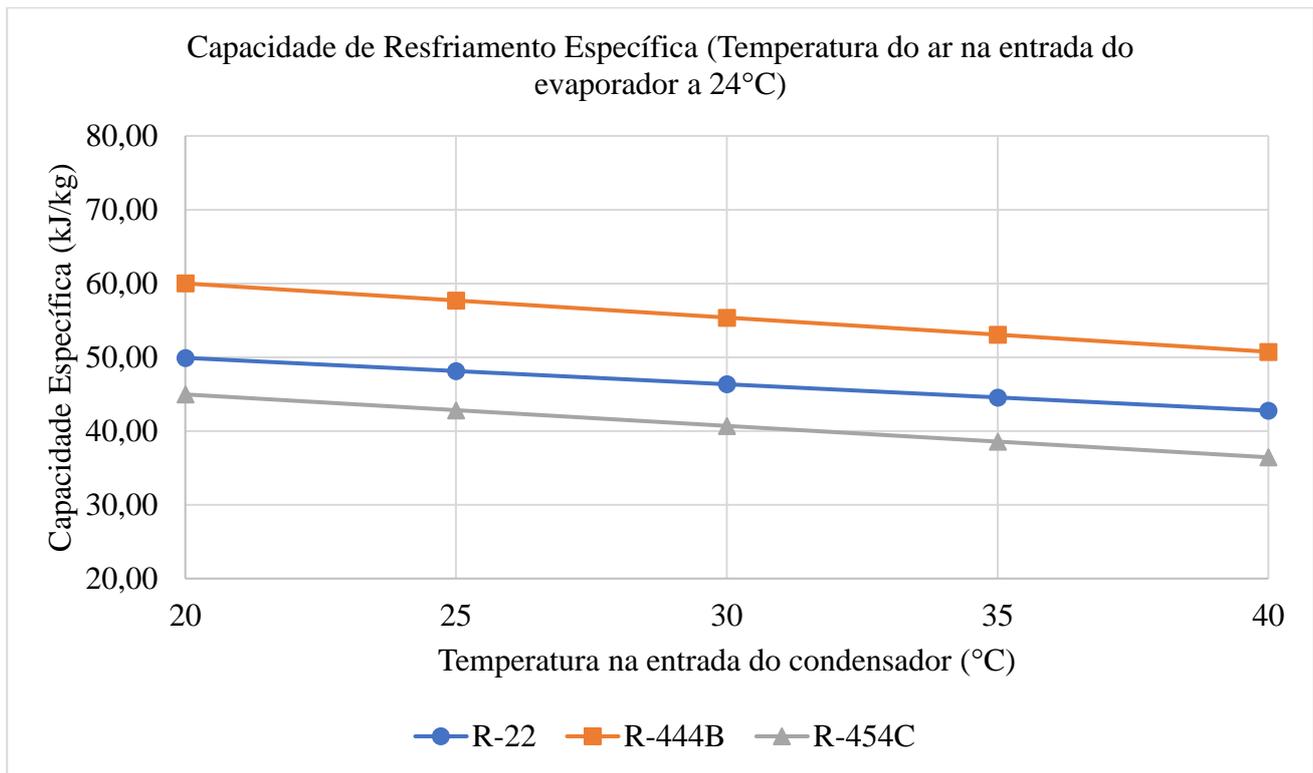


Figura 28 – Comparação da capacidade de resfriamento específica dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do evaporador constante, igual a 24°C)



Tal como ocorrido para a vazão mássica, é possível observar que os valores da capacidade de resfriamento específica do R-22 são intermediários entre os valores de capacidade de resfriamento específica do R-444B e do R-454C para todas as condições de temperaturas na entrada do evaporador e do condensador. A capacidade de resfriamento específica média do R-444B é aproximadamente 19,3% superior à do R-22, enquanto a capacidade de resfriamento específica média do R-454C é aproximadamente 12,9% inferior à do R-22.

A Figura 29 apresenta a comparação do consumo específico dos fluidos refrigerantes, com temperatura na entrada do condensador constante (igual a 35°C). A Figura 30 apresenta a comparação do consumo específico dos fluidos refrigerantes, com temperatura na entrada do evaporador constante (igual a 24°C).

Figura 29 – Comparação do consumo específico dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do condensador constante, igual a 35°C)

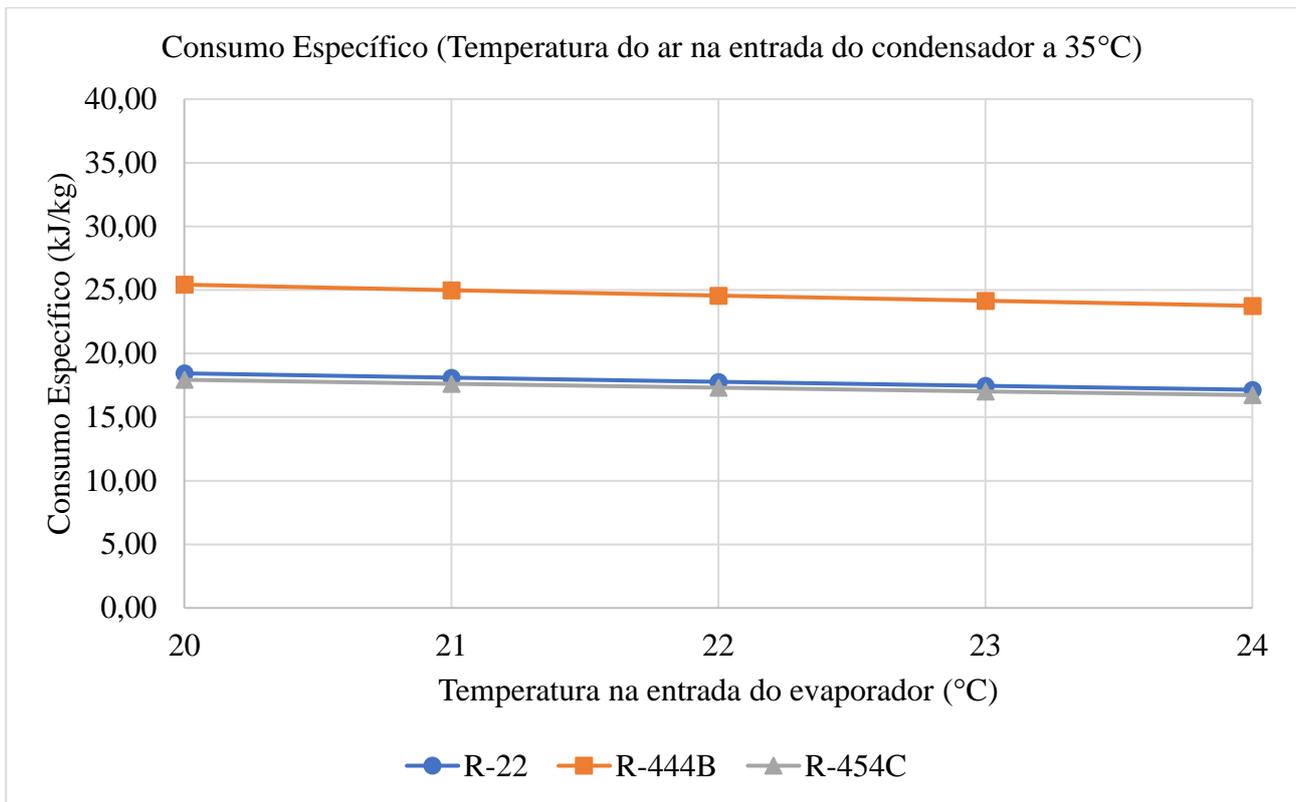
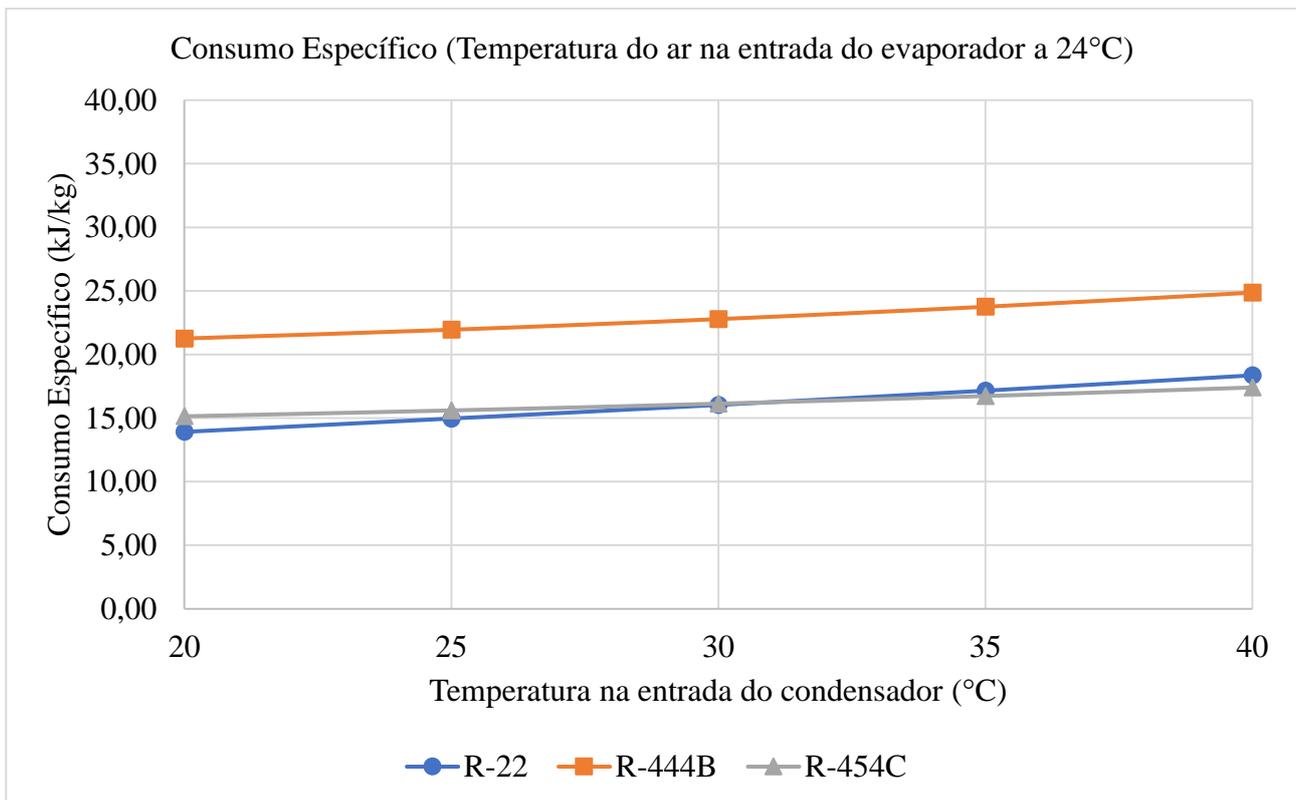


Figura 30 – Comparação do consumo específico dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do evaporador constante, igual a 24°C)



É possível observar que os valores do consumo específico do R-22 são inferiores aos valores de consumo específico do R-444B e do R-454C para temperaturas na entrada do condensador abaixo de 30°C e intermediários para temperaturas na entrada do condensador acima de 30°C, em consonância ao comportamento observado para os valores de consumo e vazão mássica dos fluidos refrigerantes. O consumo específico médio do R-444B é aproximadamente 40,6% superior à do R-22, enquanto o consumo específico médio do R-454C é aproximadamente 1,4% inferior à do R-22.

Por fim, a Figura 31 apresenta a comparação das temperaturas de descarga do compressor dos fluidos refrigerantes, com temperatura na entrada do condensador constante (igual a 35°C). A Figura 32 apresenta a comparação das temperaturas de descarga do compressor dos fluidos refrigerantes, com temperatura na entrada do evaporador constante (igual a 24°C).

Figura 31 – Comparação das temperaturas de descarga do compressor dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do condensador constante, igual a 35°C)

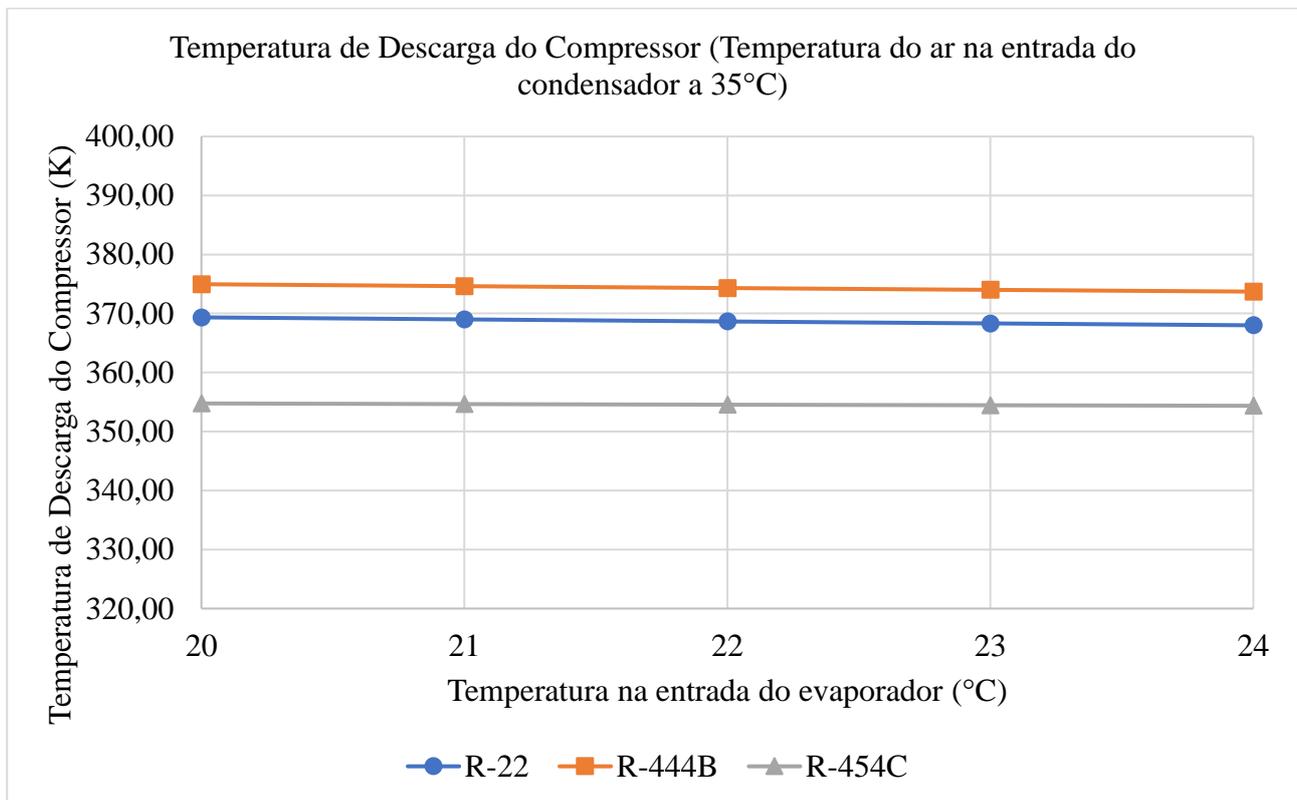
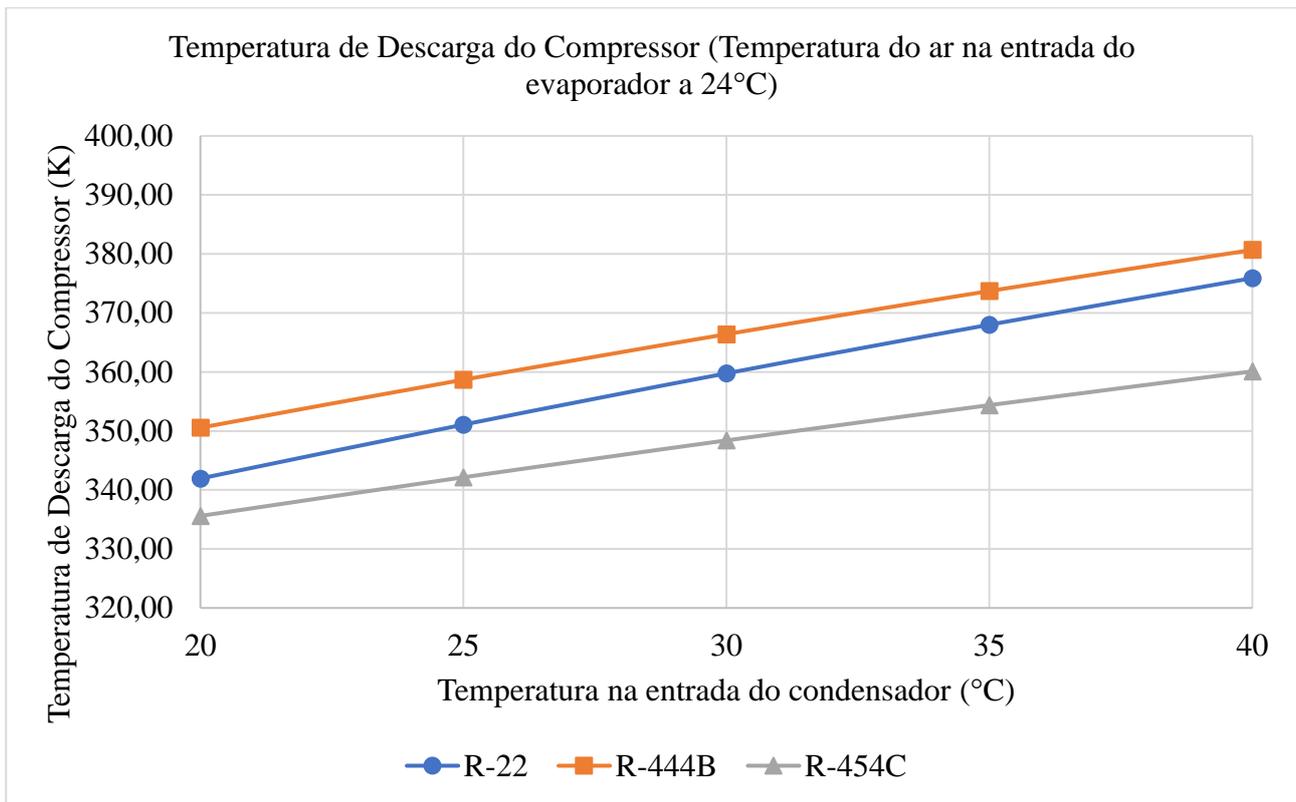


Figura 32 – Comparação das temperaturas de descarga do compressor dos fluidos refrigerantes (com temperatura na entrada do evaporador constante, igual a 24°C)



É possível observar que os valores de temperatura de descarga do compressor do R-22 são intermediários entre os valores de vazão mássica do R-444B e do R-454C para todas as condições de temperaturas na entrada do evaporador e do condensador. A temperatura de descarga média do R-444B é aproximadamente 1,7% superior à do R-22, enquanto a temperatura de descarga média do R-454C é aproximadamente 3,5% inferior à do R-22. É importante observar que a menor temperatura de descarga do compressor está associada a uma maior vida útil do compressor e do sistema como um todo, o que é um aspecto positivo do R-454C quando comparado ao R-22.

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi desenvolvido um estudo comparativo do retrofit de um sistema de ar condicionado originalmente projetado para utilização com o R-22 para operar com os fluidos refrigerantes R-444B e R-454C, mais adequados do ponto de vista ecológico, devido, sobretudo, aos baixos valores de GWP destes fluidos refrigerantes. Para tal, foi desenvolvida uma metodologia em que foi possível elaborar um modelo matemático de um condicionador de ar do tipo split, produzir um banco de dados com dados experimentais em diferentes pontos de operação, validar o modelo matemático e identificar e mensurar impactos gerados pela substituição do fluido refrigerante, por meio do modelo matemático.

Os resultados obtidos pelo trabalho foram considerados muito satisfatórios. No que diz respeito ao modelo do compressor, os cálculos dos desvios dos rendimentos foram inferiores a 3%. No que diz respeito à validação do modelo, em que foram comparados os resultados do modelo com os obtidos experimentalmente, os desvios foram inferiores a 10% nos cálculos de capacidade de resfriamento e consumo elétrico e inferiores a 15% nos cálculos de COP.

No que tange ao âmbito do processo de retrofit propriamente dito, os cálculos obtidos pelo modelo indicaram uma queda na capacidade de resfriamento média de aproximadamente 6,3% para o R-444B e de aproximadamente 8,9% para o R-454C e um aumento no consumo médio de aproximadamente 10,0% para o R-444B e de aproximadamente 3,7% para o R-454C. Por sua vez, o COP calculado para os sistemas apresentou uma queda de aproximadamente 14,7% para o R-444B e de aproximadamente 12,1% para o R-454C. Adicionalmente, pode-se destacar uma redução de aproximadamente 3,5% na temperatura média de descarga do compressor considerando a utilização do R-454C em comparação à utilização do R-22.

Diante do exposto, os resultados mostraram que os fluidos refrigerantes R-444B e R-454C apresentam desempenhos relativamente próximos ao do R-22 e se mostram como alternativas tecnicamente e, sobretudo, ecologicamente viáveis para seu retrofit.

Levando em consideração os dois fluidos propostos, é possível constatar que o R-454C se mostrou ligeiramente mais promissor devido aos maiores valores de COP, à redução da temperatura de descarga do compressor e ao menor valor de GWP quando comparado ao R-444B.

É importante ressaltar que a metodologia prática desenvolvida neste estudo pode ser estendida ao estudo de retrofit de qualquer sistema de refrigeração ou climatização de expansão direta com condensador remoto. Desta forma, o presente trabalho pode ser utilizado como referência para trabalhos futuros que estudem o retrofit de outros fluidos refrigerantes, particularmente de HCFC's, tais como o R-134a, o R-404A, o R-407C, o R-410A, entre outros.

Por fim, a simples realização do processo de retrofit do sistema não é o suficiente para assegurar a sustentabilidade do processo como um todo. É imprescindível que todos os trabalhos realizados com fluidos refrigerantes sejam realizados de forma responsável, com a coleta e devida destinação aos fluidos (seja por meio de sua reciclagem ou incineração). Em que pese a tentativa (fracassada, diga-se de passagem) de utilização de certo rigor para obtenção da licença para aquisição legal dos fluidos refrigerantes, não há atualmente regulamentação nas diversas esferas quanto ao descarte desses fluidos. Uma proposta a esta questão seria a criação de uma lei que condicionasse a venda dos fluidos refrigerantes a empresas que obtivessem um certificado de regularidade no descarte de fluidos, por exemplo.

6 REFERÊNCIAS

AL-RAGOM, Fotouh et al. Experimental evaluation for potential drop in refrigerants under high-ambient conditions. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, v. 39, p. 101358, 2023.

ALJOLANI, Osama; HEBERLE, Florian; BRÜGGEMANN, Dieter. Thermo-economic and environmental analysis of a CO₂ residential air conditioning system in comparison to HFC-410A and HFC-32 in temperate and subtropical climates. *Applied Energy*, v. 353, p. 122073, 2024.

ANSI/ASHRAE. Standard 34: Designation and Safety Classification of Refrigerants. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2019.

ANTUNES, Arthur Heleno Pontes; BANDARRA FILHO, Enio Pedone. Experimental investigation on the performance and global environmental impact of a refrigeration system retrofitted with alternative refrigerants. *International Journal of refrigeration*, v. 70, p. 119-127, 2016.

ASHRAE, ASHRAE Handbook. Fundamentals, SI ed. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA, v. 2017, 2017.

BELL, Ian H. et al. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp. *Industrial & engineering chemistry research*, v. 53, n. 6, p. 2498-2508, 2014.

BIANCHI, Milo et al. Replacement of R134a with low-GWP fluids in a kW-size reciprocating piston expander: Performance prediction and design optimization. *Energy*, v. 206, p. 118174, 2020.

BOLES, M.; ÇENGEL, Y. *Termodinâmica*. 7ª edição. São Paulo: AMGH Editora, p. 6-7, 2013.

ÇENGEL, YUNUS A., BOLES, MICHAEL A., *Termodinâmica*. Mc Graw Hill, 2006. 740p.

ÇENGEL, YUNUS A., GHAJAR, AFSHIN, J., *Heat and Mass Transfer*. Mc Graw Hill, 2015. 991p.

CHAPRA, Steven C.; CANALE, Raymond P. *Métodos Numéricos para Engenharia-7ª Edição*. McGraw Hill Brasil, 2016.

CHOUDHARI, C. S.; SAPALI, S. N. Performance investigation of natural refrigerant R290 as a substitute to R22 in refrigeration systems. *Energy Procedia*, v. 109, p. 346-352, 2017.

COOPER, M. G. Saturation Nucleate Pool Boiling: A Simple Correlation, Department of Engineering Science. Oxford University, England, v. 86, p. 785-793, 1984.

COSTA, ENNIO CRUZ DA, *REFRIGERAÇÃO*. Blucher, 1982. 331p.

DITTUS, Frederick William. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *Univ. of California Pub., Eng.*, v. 2, n. 13, p. 443-461, 1930.

DUARTE, Willian M. Numeric model of a direct expansion solar assisted heat pump water heater operating with low GWP refrigerants (R1234yf, R290, R600a and R744) for replacement of R134a. Tese de Doutorado, UFMG. 2018.

DUARTE, Willian Moreira et al. Nonisentropic Phenomenological Model of a Reciprocating Compressor. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, v. 27, n. 04, p. 1950039, 2019.

DUARTE, Willian M. et al. Feasibility of solar-geothermal hybrid source heat pump for producing domestic hot water in hot climates. *International Journal of Refrigeration*, v. 124, p. 184-196, 2021.

ELGENDY, E.; HASSANAIN, M.; FATOUH, M. Assessment of R-438A as a retrofit refrigerant for R-22 in direct expansion water chiller. *International Journal of Refrigeration*, v.50, p.127-136, 2015.

GNIELINSKI, Volker. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International chemical engineering*, v. 16, n. 2, p. 359-367, 1976.

GRIMISON, E. D. Correlation and utilization of new data on flow resistance and heat transfer for cross flow of gases over tube banks. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, v. 59, n. 7, p. 583-594, 1937.

GUILHERME, Ítalo Franco et al. A review on the performance and environmental assessment of R-410A alternative refrigerants. *Journal of Building Engineering*, v. 47, p. 103847, 2022.

INCROPERA, Frank P. et al. *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. 6ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

KASERA, Shailendra; BHADURI, Shishir Chandra. Performance of R407C as an Alternate to R22: A Review. *Energy Procedia*, v. 109, p. 4-10, 2017.

KLEIN, S.A. Engineering Equation Solver (EES) V9.944-3D (9/14/15), F-Chart Software, <http://www.fchart.com>.

KOURY, R. N. N.; MACHADO, L.; ISMAIL, K. A. R. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International journal of refrigeration*, v. 24, n. 2, p. 192-200, 2001.

LEMMON, E.W.; HUBER, M.L.; MCLINDEN, M.O. Reference fluid thermodynamic and transport properties–REFPROP Version 8.0. NIST standard reference database, v. 23, 2007.

LEMMON, E.W., BELL, I.H., HUBER, M.L., MCLINDEN, M.O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2018.

LI, Yue Ming; WU, Jing Yi; SHIOCHI, Sumio. Experimental validation of the simulation module of the water-cooled variable refrigerant flow system under cooling operation. *Applied Energy*, v. 87, n. 5, p. 1513-1521, 2010.

LI, Zhenning; SHEN, Bo; GLUESENKAMP, Kyle R. Multi-objective optimization of low-GWP mixture composition and heat exchanger circuitry configuration for improved system performance and reduced refrigerant flammability. *International Journal of Refrigeration*, v. 126, p. 133-142, 2021.

LINZMAYER, EDUARDO. Avaliação das Emissões de HCFC-22 dos Sistemas de Refrigeração Comercial em Supermercados. *Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado*. Artigos Técnicos. Ministério do Meio Ambiente – MMA, 2011.

LIU, Z.; WINTERTON, R. H. S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. *International journal of heat and mass transfer*, v. 34, n. 11, p. 2759-2766, 1991.

LLOPIS, R. et al. HCFC-22 replacement with drop-in and retrofit HFC refrigerants in a two-stage refrigeration plant for low temperature. *International journal of refrigeration*, v. 35, n. 4, p. 810-816, 2012.

LLOPIS, Rodrigo et al. Experimental analysis of R-450A and R-513A as replacements of R-134a and R-507A in a medium temperature commercial refrigeration system. *International journal of refrigeration*, v. 84, p. 52-66, 2017.

LLOPIS, Rodrigo et al. R-454C, R-459B, R-457A and R-455A as low-GWP replacements of R-404A: Experimental evaluation and optimization. *International Journal of Refrigeration*, v. 106, p. 133-143, 2019.

MERAMVELIOTAKIS, George; KOSMADAKIS, George; KARELLAS, Sotirios. Methods based on a semi-empirical model for simulating scroll compressors with HFC and HFO refrigerants. *Open Research Europe*, v. 1, n. 148, p. 148, 2022.

MIDEA. Manual técnico de instalação, operação e manutenção Linha Liva, 2022.

MINETTO, Silvia. Theoretical and experimental analysis of a CO₂ heat pump for domestic hot water. *International journal of refrigeration*, v. 34, n. 3, p. 742-751, 2011.

MOLINA, M. J., ROWLAN. F. S., 1974. Stratospheric sink for chlorofluorometanes: chlorine atom catalyzed destruction of ozone. *Nature* 249, 810-812.

MOSTAFA, A.; HASSANAIN, M.; ELGENDY, E. An experimental study of R-454C pull-down performance as a drop-in refrigerant in a walk-in cold store system. *International Journal of Refrigeration*, v. 130, p. 170-178, 2021.

MOTA-BABILONI, Adrián et al. Refrigerant R32 as lower GWP working fluid in residential air conditioning systems in Europe and the USA. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 80, p. 1031-1042, 2017.

MOTA-BABILONI, Adrian et al. Semi-empirical analysis of HFC supermarket refrigeration retrofit with advanced configurations from energy, environmental, and economic perspectives. *International Journal of Refrigeration*, v. 137, p. 257-271, 2022.

PANATO, Victor H., PORTO, Matheus P, BANDARRA FILHO, Enio P. Experimental performance of an R-22-based refrigeration system for use with R-1270, R-438A, R-404A and R-134a, 2017.

PAULA, Cleison H. et al. Energetic, Exergetic, Environmental, and Economic Assessment of a Cascade Refrigeration System Operating with Four Different Ecological Refrigerant Pairs. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, v. 29, n. 03, p. 2150025, 2021.

PAULINO, Tiago F. Experimental and theoretical study of the dynamic response of a small size CO₂ direct expansion solar assisted heat pump. Tese de Doutorado, UFMG. 2019.

PUJIANTO, Muhammad Edi; KIONO, Berkah Fajar Tamtomo; SURYO, Mohamad Said Kartosono Tony. Experimental Study on the Performance of a R-22 Freezer Retrofitted with R-290. *Materials Today: Proceedings*, v. 13, p. 160-164, 2019.

RABELO, Sabrina N. et al. Economic analysis and design optimization of a direct expansion solar assisted heat pump. *Solar Energy*, v. 188, p. 164-174, 2019.

RASMUSSEN, Bjarne D., JAKOBSEN, Arne. Review of compressor models and performance characterizing variables, 2000. *International Compressor Engineering Conference*. Paper 1429.

SETHI, Ankit et al. Low GWP R22 replacement for air conditioning in high ambient conditions. *International journal of Refrigeration*, v. 57, p. 26-34, 2015.

SHAH, Mirza M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of heat and mass transfer*, v. 22, n. 4, p. 547-556, 1979.

SHAH, Mirza M. New general correlation for heat transfer during saturated boiling in mini and macro channels. *International Journal of Refrigeration*, v. 137, p. 103-116, 2022a.

SHAH, Mirza M. Improved correlation for heat transfer during condensation in mini and macro channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 194, p. 123069, 2022b.

SHAIK, Sharmas Vali; BABU, TP Ashok. Theoretical computation of performance of sustainable energy efficient R22 alternatives for residential air conditioners. *Energy Procedia*, v. 138, p. 710-716, 2017.

SHEN, Bo; LI, Zhenning; GLUESENKAMP, Kyle R. Experimental study of R452B and R454B as drop-in replacement for R410A in split heat pumps having tube-fin and microchannel heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, v. 204, p. 117930, 2022.

STOECKER, W. F., JONES, J. W., *Refrigeração e Ar Condicionado*. McGraw Hill, 1985. 481p.

SUBIANTORO, A.; OOI, K. T.; JUNAIDI, A. Z. Performance and suitability comparisons of some R22 possible substitute refrigerants. In: *8th International Conference on Compressors and their Systems*. 2013. p. 67-76.

SUN, Licheng; MISHIMA, Kaichiro. An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in mini-channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 52, n. 23-24, p. 5323-5329, 2009.

VAITKUS, Liutauras; DAGILIS, Vytautas. Analysis of alternatives to high GWP refrigerants for eutectic refrigerating systems. *International Journal of Refrigeration*, v. 76, p. 160-169, 2017.

VELASCO, F. J. S.; ILLÁN-GÓMEZ, F.; GARCÍA-CASCALES, J. R. Energy efficiency evaluation of the use of R513A as a drop-in replacement for R134a in a water chiller with a minichannel condenser for air-conditioning applications. *Applied Thermal Engineering*, v. 182, p. 115915, 2021.

YANG, Bin, BRADSHAW, Craig R., GROLL, Eckhard A. Modeling of a semi-hermetic CO₂ reciprocating compressor including lubrication submodels for piston rings and bearings. *International journal of refrigeration*, v. 36, n. 7, p. 1925-1937, 2013.

ZHANG, D. et al. Effects of refrigerant charge and structural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, v. 73, n. 1, p. 522-528, 2014.

ZIGRANG, D. J.; ND, SYLVESTER. Explicit approximations to the solution of Colebrook's friction factor equation. 1982.

APÊNDICE 1 – Código fonte

```

1  # -*- coding: utf-8 -*-
2  """Modelo Retrofit R-22 Completo
3  # Funções e Variáveis Auxiliares
4  """
5  from math import pi, log, exp, tanh #Import funções e variáveis matemáticas
6  from CoolProp.CoolProp import PropsSI #Função para calcular propriedades dos fluidos
7  from CoolProp.CoolProp import HAPropsSI #Função para calcular propriedades do ar úmido
8  from ht.hx import NTU_from_effectiveness #Função para calcular NTU
9  from ht.conv_internal import turbulent_Gnielinski
10 #Gnielinski, V. (1976). New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent
11 #Pipe and Channel Flow, International Chemical Engineering, Vol. 16, pp. 359–368.
12 from fluids.friction import Zigrang_Sylvester_1 #Correlação para calcular o fator de atrito
13 #Zigrang, D. J., and N. D. Sylvester. "Explicit Approximations to the Solution of
14 #Colebrook's Friction Factor Equation." AIChE Journal 28, no. 3 (May 1, 1982):
15 #514-15. doi:10.1002/aic.690280323.
16 from fluids.two_phase_voidage import Zivi, Rouhani_1, Rouhani_2
17 #Zivi, S. M. "Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by Means of the
18 #Principle of Minimum Entropy Production." Journal of Heat Transfer 86, no. 2
19 #(May 1, 1964): 247-51. doi:10.1115/1.3687113.
20 #Rouhani, S. Z., and E Axelsson. "Calculation of Void Volume Fraction in the
21 #Subcooled and Quality Boiling Regions." International Journal of Heat and Mass
22 #Transfer 13, no. 2 (February 1, 1970): 383-93. doi:10.1016/0017-9310(70)90114-6.
23 from ht.conv_tube_bank import Nu_Grimson_tube_bank
24 #Grimson, E. D. (1937) Correlation and Utilization of New Data on Flow
25 #Resistance and Heat Transfer for Cross Flow of Gases over Tube Banks. Trans.
26 #ASME. 59 583-594
27 from ht.boiling_flow import Sun_Mishima
28 #Sun, Licheng, and Kaichiro Mishima. "An Evaluation of Prediction Methods for
29 #Saturated Flow Boiling Heat Transfer in Mini-Channels." International Journal
30 #of Heat and Mass Transfer 52, no. 23-24 (November 2009): 5323-29.
31 from ht.condensation import Shah
32 #Shah, M. M. "A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation
33 #inside Pipes." International Journal of Heat and Mass Transfer 22, no. 4
34 #(April 1, 1979): 547-56. doi:10.1016/0017-9310(79)90058-9.
35 from ht.boiling_flow import Liu_Winterton
36 #Liu, Z., and R. H. S. Winterton. "A General Correlation for Saturated and
37 #Subcooled Flow Boiling in Tubes and Annuli, Based on a Nucleate Pool Boiling
38 #Equation." International Journal of Heat and Mass Transfer 34, no. 11
39 #(November 1991): 2759-66. doi:10.1016/0017-9310(91)90234-6.
40
41 from numpy import linspace
42 from CoolProp.CoolProp import PropsSI
43 from statistics import mean
44 def avg_Shah(FR, m, D, P):
45     """Calculates average heat transfer coefficient for condensation
46     of a fluid inside a tube, as presented in [1]
47

```

```

48 Parameters
49 -----
50 FR: String
51     Refrogerant name
52 m : float
53     Mass flow rate [kg/s]
54 D : float
55     Diameter of the channel [m]
56 P : float
57     Pressure of the fluid, [Pa]
58
59 Returns
60 -----
61 h : float
62     Heat transfer coefficient [W/m^2/K]
63
64 [1] Shah, M. M. "A General Correlation for Heat Transfer during Film
65     Condensation inside Pipes." International Journal of Heat and Mass
66     Transfer 22, no. 4 (April 1, 1979): 547-56.
67     doi:10.1016/0017-9310(79)90058-9.
68 NP=100 #Number of point to calculate THE average value
69 rho_l=PropsSI("D","P","Q",0,FR) #Density of saturated liquid - kg/m^3
70 mu_l=PropsSI("V","P","Q",0,FR) #Visc. of saturated liquid - Pa*s
71 kl=PropsSI("L","P","Q",0,FR) #Conduivity of saturated liquid - W/m/K
72 Cpl=PropsSI("C","P","Q",0,FR) #CP of saturated liquid - J/kg/K
73 Pc=PropsSI("Pcrit",FR) #Critical pressure - Pa
74 x=linspace(0.0,1.0,NP) #Values of quality
75 h=linspace(0.0,1.0,NP) #Array to save the values of h
76 for i in range(NP):
77     h[i]=Shah(m, x[i], D, rho_l, mu_l, kl, Cpl, P, Pc)
78 return mean(h)
79
80 from math import exp, log10, sqrt, pi
81 from ht.boiling_nucleic import Cooper
82 from ht.conv_internal import turbulent_Dittus_Boelter
83 from fluids.core import Prandtl
84 import ht
85 from statistics import mean
86 def avg_Liu_Winterton(FR, m, D, P, xo, q):
87     "Calculates heat transfer coefficient for film boiling of saturated
88     fluid in any orientation of flow. Correlation
89     is as developed in [1], also reviewed in [2] and [3].
90
91 Parameters
92 -----
93 m : float
94     Mass flow rate [kg/s]
95 x : float
96     Quality at the specific tube interval []
97 D : float
98     Diameter of the tube [m]

```

```

99  rhol : float
100     Density of the liquid [kg/m^3]
101  rhog : float
102     Density of the gas [kg/m^3]
103  mul : float
104     Viscosity of liquid [Pa*s]
105  kl : float
106     Thermal conductivity of liquid [W/m/K]
107  Cpl : float
108     Heat capacity of liquid [J/kg/K]
109  MW : float
110     Molecular weight of the fluid, [g/mol]
111  P : float
112     Pressure of fluid, [Pa]
113  Pc : float
114     Critical pressure of fluid, [Pa]
115  Te : float, optional
116     Excess temperature of wall, [K]
117
118  Returns
119  -----
120  h : float
121     Heat transfer coefficient [W/m^2/K]
122  References
123  -----
124  .. [1] Liu, Z., and R. H. S. Winterton. "A General Correlation for
125     Saturated and Subcooled Flow Boiling in Tubes and Annuli, Based on a
126     Nucleate Pool Boiling Equation." International Journal of Heat and Mass
127     Transfer 34, no. 11 (November 1991): 2759-66.
128     doi:10.1016/0017-9310(91)90234-6.
129  .. [2] Fang, Xiande, Zhanru Zhou, and Dingkun Li. "Review of Correlations
130     of Flow Boiling Heat Transfer Coefficients for Carbon Dioxide."
131     International Journal of Refrigeration 36, no. 8 (December 2013):
132     2017-39. doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.05.015.
133  .. [3] Bertsch, Stefan S., Eckhard A. Groll, and Suresh V. Garimella.
134     "Review and Comparative Analysis of Studies on Saturated Flow Boiling in
135     Small Channels." Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering 12,
136     no. 3 (September 4, 2008): 187-227. doi:10.1080/15567260802317357.
137  ""
138  NP=100 #Number of point to calculate THE average value
139  #g=9.8
140  rhol=PropsSI("D", "P", P, "Q", 0, FR)
141  rhog=PropsSI("D", "P", P, "Q", 1, FR)
142  mul=PropsSI("V", "P", P, "Q", 0, FR)
143  #muv=PropsSI("V", "P", P, "Q", 0, FR)
144  #PrL=PropsSI("PRANDTL", "P", P, "Q", 0, FR)
145  Te=PropsSI("T", "P", P, "Q", 0, FR)
146  kl=PropsSI("L", "T", Te, "Q", 0, FR)
147  Cpl=PropsSI("CPMASS", "P", P, "Q", 0, FR)
148  MW=PropsSI("M", FR)*1000
149  #P=PropsSI("P", "T", T, "Q", 0, FR)

```

```

150 Pc=PropsSI('Pcrit', FR)
151 x=linspace(xo,1.0,NP) #Values of quality
152 h=linspace(0.0,1.0,NP) #Array to save the values of h
153 for i in range(NP):
154     h[i]=Liu_Winterton(m, x[i], D, rhol, rhog, mul, kl, Cpl, MW, P, Pc, q)
155 return mean(h)
156 """"# Programa Principal""""
157 from numpy import array
158 import pandas
159 #Dados
160 #FR='REFPROP::R454C.MIX'
161 FR='REFPROP::R22' #Fluido refrigerante
162 Tee=array([25.89,23.82,29,32.75,29.26,25.77,26.52,28.46,23.83,31.09,24.52,25.81,26.83,25.96,23.71,22.62,23.43,23.4,24.37,26.43,28.51,22.09,23.64,25.53,26.99,25,24.65,23.45])+273.15
163 Tee_BU=array([13.7,12.62,15.44,19.94,17.15,18.45,15.51,19.81,15.71,21.62,15.99,17.14,18.37,17.11,15.19,14.09,12.68,14.9,13.47,14.54,15.74,13.4,14.72,16.35,17.9,17.32,16.89,15.43])+273.15
164 Tec=array([24.78,28.01,24.34,27.14,28.09,25.18,25.37,27.4,28.3,28.65,30.74,29.95,25.7,28.42,27.66,27.58,27.89,27.86,33.07,34.02,33.93,32.11,33.32,33.57,34.09,30.92,31.5,31.5])+273.15
165 Patm=array([92.52,92.68,92.42,92.81,92.73,92.5,92.48,92.5,92.3,92.28,92.01,92.02,92.54,92.41,92.33,92.27,92.29,92.27,91.88,91.76,91.67,91.65,91.63,91.61,91.6,91.86,91.79,91.83])*1000
166 COP_r=array([0.0]*len(Tee))
167 Q_e=array([0.0]*len(Tee))
168 W_c=array([0.0]*len(Tee))
169 T_e=array([0.0]*len(Tee))
170 T_c=array([0.0]*len(Tee))
171 VM_r=array([0.0]*len(Tee))
172 T_se=array([0.0]*len(Tee))
173 m_r=array([0.0]*len(Tee))
174 #Tec=(34.15+34.03)/2+273.15 #Temperatura do ar na entrada do condensador (K)
175 #Tee=27.38810720268+273.15 #Temperatura do ar na entrada do evaporador (K)
176 #Tee_BU=14.18+273.15 #Temperatura de bulbo úmido na entrada do evaporador (K)
177 UR_se=0.9 #Umidade relativa ESTIMADA do ar na saída do evaporador (adm)
178 #Patm=92.50E3 #Pressão atmosférica (Pa)
179 SA=8 #Superaquecimento (K)
180 SB=5 #Sub-resfriamento (K)
181
182 #Dados de placa
183 VVe=550/3600 #Vazão de ar do evaporador (m³/s) Nota: Dado de placa do fabricante.
184 VVc=1360/3600 #Vazão de ar do condensador (m³/s) Nota: Dado de placa do fabricante.
185
186 #Dados geométricos
187 D=7.94E-3 #Diâmetro externo do tubo do evaporador (m)
188 d=D-2*0.79E-3 #Diâmetro interno do tubo do evaporador (m)
189 NFe=(1*4+18*2)/22 #Número de filas de tubos no evaporador
190 NFc=1 #Número de filas de tubos no condensador
191 SL=2*D #Espaçamento dos tubos na direção paralela ao escoamento de ar
192 ST=21.04E-3 #Espaçamento dos tubos na direção perpendicular ao escoamento de ar
193 Lab=0.6*2 #Comprimento aletado do tubo do evaporador antes da bifurcação (m)
194 Ldb=0.6*10 #Comprimento aletado de cada tubo do evaporador depois da bifurcação (m)
195 Lec=14.4 #Comprimento total tubo do evaporador (incluído curvas) (m)
196 Lc=0.83*22 #Comprimento aletado do tubo do evaporador (m)
197 Lcc=19.2 #Comprimento do tubo do condensador com curvas (m)
198 Sea=4.06 #Superfície aletada externa de troca de calor no evaporador (m²)
199 Sca=8.01 #Superfície aletada externa de troca de calor no condensador (m²)
200 Sen=0.25 #Superfície não aletada externa de troca de calor no evaporador (m²)

```

```

201 Scn=0.33      #Superfície não aletada externa de troca de calor no condensador (m²)
202 ta=0.3E-3    #Espessura da aleta (m)
203 Lac=13.65E-3/2 #Comprimento da aleta no condensador (perpendicular ao escoamento) (m)
204 Lae=21.04E-3/2 #Comprimento da aleta no evaporador (perpendicular ao escoamento) (m)
205 D_1=0.01112  #Diâmetro Tubo 1 [m]
206 D_2=0.00794  #Diâmetro Tubo 2 [m]
207 D_3=0.00477  #Diâmetro Tubo 3 [m]
208 D_4=0.00477  #Diâmetro Tubo 4 [m]
209 D_5=(6.35-2*0.79)*1E-3 #Diâmetro Tubo 5 [m]
210 D_6=(12.7-2*0.79)*1E-3 #Diâmetro Tubo 6 [m]
211 L_1=0.0667   #Tubo 1 - Comp. entre a entrada da unidade condensadora e o Compressor [m]
212 L_2=0.458    #Tubo 2 - Comp. entre o Compressor e o Condensador [m]
213 L_3=0.25     #Tubo 3 - Comp. entre o Condensador e o Capilar [m]
214 L_4=0.202    #Tubo 4 - Comp. entre o Capilar e a saída da unidade condensadora [m]
215 L_5=7.5      #Tubo 5 - Comp. entre a saída da unidade condensadora e a evaporadora [m]
216 L_6=7.5      #Tubo 6 - Comp. entre a evaporadora a entrada da unidade condensadora [m]
217 AFe=0.116    #Área frontal do evaporador (m²)
218 AFc=0.181    #Área frontal do condensador (m²)
219 Vd=16.092E-6 #Cilindrada do compressor
220 N=3500/60    #Rotação do compressor
221 kal=237      #Condutividade térmica da alumino (W/mK)
222 eD=1.5E-6/d  #Rugosidade relativa (adm)
223 c1_v=0.0221920771302327 #Coeficiente c1 para cálculo do rendimento volumétrico do compressor
224 c2_v=-0.0203836616851913 #Coeficiente c2 para cálculo do rendimento volumétrico do compressor
225 c3_v=0.000365381058355347 #Coeficiente c3 para cálculo do rendimento volumétrico do compressor
226 c4_v=-0.00023837387079339 #Coeficiente c4 para cálculo do rendimento volumétrico do compressor
227 c5_v=-0.000125360883778416 #Coeficiente c5 para cálculo do rendimento volumétrico do compressor
228 c1_m=-0.0294503080082886 #Coeficiente c1 para cálculo do rendimento mecânico do compressor
229 c2_m=0.0219448199985742 #Coeficiente c2 para cálculo do rendimento mecânico do compressor
230 c3_m=0.000576074306699006 #Coeficiente c3 para cálculo do rendimento mecânico do compressor
231 c4_m=-0.000269276916002641 #Coeficiente c4 para cálculo do rendimento mecânico do compressor
232 c5_m=-0.000278045745706822 #Coeficiente c5 para cálculo do rendimento mecânico do compressor
233
234 """"-----Modelo do condicionador de ar-----""""
235 for it in range(len(Tee)):
236 Sei=pi*d*(Lab+2*Ldb) #Superfície interna de troca de calor do tubo do evaporador (m²)
237 SD=(SL**2+(ST/2)**2)**0.5 #Parâmetro característico de espaçamento dos tubos
238 RS_ea=Sea/Sei #Razão entre as superfícies de troca de calor interna/externa c/ aleta no evaporador
239 RS_en=Sen/Sei #Razão entre as superfícies de troca de calor interna/externa s/ aleta no evaporador
240 Sci=pi*d*Lc #Superfície interna de troca de calor do tubo do condensador
241 RS_ca=Sca/Sci #Razão entre as superfícies de troca de calor externa/interna c/ aleta no condensador
242 RS_cn=Scn/Sci #Razão entre as superfícies de troca de calor interna/externa s/ aleta no condensador
243 Tc=[0.0]*100 #Cria lista de valores de temperatura de condensação (K)
244 Te=[0.0]*100 #Cria lista de valores de temperatura de evaporação (K)
245 EC=[0.0]*100 #Cria lista de valores erro no condensador (%)
246 EE=[0.0]*100 #Cria lista de valores erro no evaporador (%)
247 Tc[0]=Tc[it]+15 #1º palpite para a temperatura de condensação (K)
248 Tc[1]=Tc[it]+20 #2º palpite para a temperatura de condensação (K)
249 i=0 #Contador de iterações para temperatura de condensação
250 Te[0]=Te[it]-10 #1º palpite para a temperatura de evaporação (K)
251 Te[1]=Te[it]-15 #2º palpite para a temperatura de evaporação (K)

```

```

252 erro_cd=100      #Erro de convergência do condensador      (K)
253 while i<100 and abs(erro_cd)>0.1:
254     Pc=PropsSI('P','T',Tc[i],'Q',0,FR)      #Pressão de condensação      (Pa)
255     T3=Tc[i]-SB      #Temperatura na saída do condensador      (K)
256     h3=PropsSI('H','T',T3,'P',Pc,FR)      #Entalpia na saída do condensador      (J/kg)
257     h4=h3      #Dispositivo de expansão isentalpico
258     j=0      #Contador de iterações para temperatura de evaporação
259     erro_ev=100      #Inicializa o erro de convergência no evaporador      (%)
260     "-----Modelo do Evaporador-----"
261     while j<100 and abs(erro_ev)>0.1:
262         Pe=PropsSI('P','T',Te[j],'Q',1,FR)      #Pressão de evaporação do fluido refrigerante      (Pa)
263         T1=Te[j]+SA      #Temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador      (K)
264         h1=PropsSI('H','T',T1,'P',Pe,FR)      #Entalpia do fluido refrigerante na saída do evaporador      (J/kg)
265         rho1=PropsSI('D','T',T1,'P',Pe,FR)      #Densidade do fluido refrigerante na saída do evaporador      (kg/m³)
266         eta_is=0.62      #Rendimento isentrópico do compressor (adm)
267         eta_m=c1_m*Te[j]+c2_m*Tc[i]+c3_m*Te[j]*Tc[i]+c4_m*Te[j]**2+c5_m*Tc[i]**2      #Rendimento mecânico do compressor (adm)
268         eta_vol=c1_v*Te[j]+c2_v*Tc[i]+c3_v*Te[j]*Tc[i]+c4_v*Te[j]**2+c5_v*Tc[i]**2      #Rendimento volumétrico do compressor (adm)
269         VM=Vd*rho1*N*eta_vol      #Vazão mássica do compressor kg/s)
270         Qe=VM*(h1-h4)      #Capacidade de refrigeração (W)
271         hle=PropsSI('H','P',Pe,'Q',0,FR)      #Entalpia do fluido refrigerante como líquido saturado na pressão de evaporação (J/kg)
272         hve=PropsSI('H','P',Pe,'Q',1,FR)      #Entalpia do fluido refrigerante como líquido saturado na pressão de evaporação (J/kg)
273         x4=(h4-hle)/(hve-hle)      #Título de fluido refrigerante na entrada do evaporador (adm)
274         ErroTse=100      #Inicializa erro na temp. ar na saída do evaporador
275         TSE=[0]*100
276         E_TSE=[0]*100
277         TSE[0]=Tee[it]
278         TSE[1]=Te[j]
279         n=0
280         while abs(ErroTse)>0.1 and n<100:
281             Tse=TSE[n]
282             rho=PropsSI('D','T',(Tee[it]+Tse)/2,'P',Patm[it],'Air') #Densidade do ar no evaporador      (kg/m³)
283             CPa=PropsSI('C','T',(Tee[it]+Tse)/2,'P',Patm[it],'Air') #Cp do ar no evaporador      (J/kg/K)
284             omega_Insuflamento=HAPropsSI("Omega","Tdb",Tse,"RH",UR_se,"P",Patm[it])
285             omega_Retorno=HAPropsSI("Omega","Tdb",Tee[it],"Twb",Tee_BU[it],"P",Patm[it])
286             h_aux_1=PropsSI("H","T",Tee[it],"Q",1,'Water')
287             h_aux_2=PropsSI("H","T",Tse,"Q",1,'Water')
288             h_aux_3=PropsSI("H","T",Tse,"Q",0,'Water')
289             Qe_ar=-VVe*rho*(CPa*(Tse-Tee[it])-omega_Retorno*h_aux_1+omega_Insuflamento*h_aux_2+(omega_Retorno-omega_Insuflamento)*h_aux_3)
290             E_TSE[n]=(Qe_ar-Qe)/Qe*100
291             ErroTse=(E_TSE[n])      #Erro na temp. ar na saída do evaporador
292             if n>1 and E_TSE[n]*E_TSE[n-1]>0:      #Método da falsa posição
293                 E_TSE[n-1]=E_TSE[n-2]
294                 TSE[n-1]=TSE[n-2]
295                 n=n+1
296             if n>1: TSE[n]=TSE[n-1]-(E_TSE[n-1]*(TSE[n-2]-TSE[n-1]))/(E_TSE[n-2]-E_TSE[n-1]) #Método da falsa posição
297             Tae=(Tee[it]+Tse)/2      #Temperatura média do ar no evaporador (K)
298             hv=PropsSI('H','Q',1,'P',Pe,FR)      #Entalpia do vapor do fluido refrigerante na pressão de evaporação      (J/kg)
299             QSA=VM*(h1-hv)/2      #Calor trocado na região de superaquecimento      (W)
300             mu=PropsSI('V','T',(T1+Te[j])/2,'P',Pe,FR)#Viscosidade do fluido refrigerante na região de superaquecimento      (Pa*s)
301             Pr=PropsSI('PRANDTL','T',(T1+Te[j])/2,'P',Pe,FR) #PRANDTL do fluido refrigerante na região de superaquecimento      (adm)
302             Re=4*(VM/2)/(mu*pi*d)      #Nº de Reynolds do fluido refrigerante na região de superaquecimento      (adm)

```

```

303 fd=Zigrang_Sylvester_1(Re,eD) #Fator de atrito de Darci na região de superaquecimento (adm)
304 if Re>2300: #se regime turbulento
305 Nu=turbulent_Gnielinski(Re, Pr, fd) #Correlação de Gnielinski (adm)
306 else: #se regime laminar
307 Nu=4.354 #Para regime laminar e fluxo de calor constante (adm)
308 k=PropsSI('L','T',(T1+Te[j])/2,'P',Pe,FR) #Condutividade do fluido refrigerante na região de superaquecimento (W/m/K)
309 HSA=Nu*k/d #Coeficiente convectivo do refrigerante na região de superaquecimento com o n° de Nusselt (W/m²/K)
310 mu=PropsSI('V','T',Tae,'P',Patm[it],'Air') #Viscosidade do ar no evaporador (Pa*s)
311 Pr=PropsSI('PRANDTL','T',Tae,'P',Patm[it],'Air') #PRANDTL do ar no evaporador
312 k=PropsSI('L','T',Tae,'P',Patm[it],'Air') #Condutividade do ar no evaporador (adm)
313 Var=VVe/AFe #Velocidade do ar no evaporador (m/s)
314 if (SL**2+(ST/2)**2)**0.5<(SL-D)/2:
315 Vmax=ST/(2*(SD-D))*Var #Velocidade do máxima do ar no evaporador (m/s)
316 else:
317 Vmax=ST/(ST-D)*Var #Velocidade do máxima do no evaporador (m/s)
318 Re=rho*Vmax*D/mu #N° de Reynolds do ar no evaporador (adm)
319 HAE=Nu_Grimison_tube_bank(Re, Pr, D, NFe, SL, ST)*k/D #Coeficiente convectivo do ar no evaporado (W/m²/K)
320 mL=(2*HAE/(kal*ta))*0.5*(Lae+ta/2) #Parametro característico da aleta
321 eta_ae=tanh(mL)/mL #Eficiência da aleta
322 CPr=PropsSI('C','T',(T1+Te[j])/2,'P',Pe,FR) #Cp do fluido refrigerante na região de superaquecimento (J/kg/K)
323 Ca=CPa*VVe*rho #C do ar
324 Cmin=min([Ca,CPr*VM]) #C mínimo da região de superaquecimento (W/K)
325 Cmax=max([Ca,CPr*VM]) #C máximo da região de superaquecimento (W/K)
326 Cr=Cmin/Cmax #Razão de C na região de superaquecimento (adm)
327 eff=QSA/(Cmin*(Tee[it]-Te[j])) #Efetividade da região de superaquecimento (adm)
328 NTU=NTU_from_effectiveness(eff, Cr, subtype='crossflow') #NTU na região de superaquecimento (adm)
329 UA=NTU*Cmin #Valor de UA na região de superaquecimento (W/K)
330 LSA=UA/(pi*d)*(1/HSA+1/(HAE*(RS_en+RS_ea*eta_ae))) #Comprimento da região de superaquecimento (m)
331 rhol=PropsSI('D','T',Te[j],'Q',0,FR) #Densidade do fluido refrigerante líquido no evaporador (kg/m³)
332 rhog=PropsSI('D','T',Te[j],'Q',1,FR) #Densidade do fluido refrigerante vapor no evaporador (kg/m³)
333 mul=PropsSI('V','T',Te[j],'Q',0,FR) #Viscosidade do fluido refrigerante líquido no evaporador (Pa*s)
334 kl=PropsSI('L','T',Te[j],'Q',0,FR) #Condutividade do fluido refrigerante líquido no evaporador (W/m/K)
335 hl=PropsSI('H','T',Te[j],'Q',0,FR) #Entalpia do fluido refrigerante líquido no evaporador (J/kg)
336 Hvap=hv-hl #Entalpia de vaporização do fluido refrigerante (J/kg)
337 sigma=PropsSI('T','T',Te[j],'Q',0,FR) #Tensão superficial do fluido refrigerante (N/m)
338 Qab=Qe*Lab/(Lab+Ldb*2) #Estimativa para o calor na região antes da bifurcação
339 ErroQab=100 #Inicializa erro no calor na região antes da bifurcação
340 while ErroQab>0.5:
341 Qold=Qab #Salva último valor do calor na no calor na região antes da bifurcação
342 qab=Qe/(pi*d*Lab) #Fluxo de calor na região antes da bifurcação
343 Hab=Sun_Mishima(VM, d, rhol, rhog, mul, kl, Hvap, sigma, q=qab) #Coeficiente convectivo do refrigerante na região antes da bifurcação (W/m²/K)
344 #Hab=avg_Liu_Winterton(FR, VM, d, Pe, x4, qab) #Coeficiente convectivo do refrigerante na região antes da bifurcação (W/m²/K)
345 UA=(1/(Lab*pi*d)*(1/Hab+1/(HAE*(RS_en+RS_ea*eta_ae))))**(-1) #Valor de UA na região antes da bifurcação
346 NTU=UA/Ca #NTU da na região antes da bifurcação
347 eff=1-exp(-NTU) #Efetividade da região antes da bifurcação
348 Qab=Ca*(Tee[it]-Te[j])*eff #Calor na região antes da bifurcação
349 ErroQab=abs((Qab-Qold)/Qab)*100 #Erro no calor na região antes da bifurcação
350 QEB=(Qe-Qab-QSA*2)/2 #Calor trocado na região de ebulição (W)
351 q=(QEB)/(pi*d*(Ldb-LSA)) #Fluxo de calor na região de ebulição (W/m²)
352 HEB=Sun_Mishima(VM/2, d, rhol, rhog, mul, kl, Hvap, sigma, q=q) #Coeficiente convectivo do fluido refrigerante na região de ebulição (W/m²/K)
353 #HEB=avg_Liu_Winterton(FR, VM, d, Pe, x4, q) #Coeficiente convectivo do fluido refrigerante na região de ebulição (W/m²/K)

```

```

354 eff=QEB/(Ca*(Tee[it]-Te[j]))          #Efetividade da região de ebulição          (adm)
355 if eff>0.999:
356     eff=0.999                          #Limite superior para a efetividade na região de ebulição (adm)
357     NTU=-log(1-eff)                     #NTU na região de ebulição          (adm)
358     UA=NTU*Ca                           #Valor de UA na região de ebulição (W/K)
359     LEB=UA/(pi*d)*(1/HEB+1/(HAE*(RS_en+RS_ea*eta_ae))) #Comprimento da região de ebulição (m)
360     erro_ev=(LEB+LSA-Ldb)/Ldb*100       #Erro no cálculo do comprimento do evaporador (%)
361     EE[j]=(LEB+LSA-Ldb)/Ldb*100         #Atualiza a lista de erros no evaporador
362     j=j+1                                #Incrementa contador de iterações no evaporador
363     if j>1:
364         Te[j]=Te[j-1]-(EE[j-1]*(Te[j-2]-Te[j-1]))/(EE[j-2]-EE[j-1]) #Método da secante
365     """-----Modelo do compressor-----"""
366     s1=PropsSI('S','T',T1,'P',Pe,FR)    #Entropia na entrada do compressor          (J/kg/K)
367     h2s=PropsSI('H','S',s1,'P',Pc,FR)   #Entalpia na saída do compressor para processo isentrópico (J/kg)
368     h2=((h2s-h1)/eta_is)+h1             #Entalpia na saída do compressor para processo real (J/kg)
369     T2=PropsSI('T','H',h2,'P',Pc,FR)    #Temperatura na saída do compressor          (K)
370     """-----Modelo do Condensador-----"""
371     hv=PropsSI('H','Q',1,'P',Pc,FR)     #Entalpia do fluido refrigerante vapor no condensador (J/kg)
372     hl=PropsSI('H','Q',0,'P',Pc,FR)     #Entalpia do fluido refrigerante líquido no condensador (J/kg)
373     Qc=VM*(h2-h3)                      #Taxa de transferência de calor no condensador (W)
374     QDS=VM*(h2-hv)                     #Taxa de transferência de calor na região de dessuperaquecimento (W)
375     QCD=VM*(hv-hl)                     #Taxa de transferência de calor na região de escoamento bifásico (W)
376     QLS=Qc-QDS-QCD                    #Taxa de transferência de calor na região de liq. subresfriado (W)
377     rho=PropsSI('D','T',Tec[it],'P',Patm[it],'Air') #Densidade do ar no condensador (kg/m³)
378     CPa=PropsSI('C','T',Tec[it],'P',Patm[it],'Air') #Cp do ar no condensador (J/kg/K)
379     Tsc=Tec[it]+Qc/(rho*CPa*VVc)       #Temperatura do ar na saída do condensador
380     Tac=(Tsc+Tec[it])/2                #Temperatura do ar média do condensador (K)
381     mu=PropsSI("V","T",Tac,'P',Patm[it],'Air') #Viscosidade do ar no condensador (Pa*s)
382     k=PropsSI("L","T",Tac,'P',Patm[it],'Air') #Condutividade do ar no condensador
383     Pr=PropsSI("PRANDTL","T",Tac,'P',Patm[it],'Air') #PRANDTL do ar no condensador (adm)
384     Var=VVc/AFc                        #Velocidade do ar na saída do condensador (m/s)
385     if (SL**2+(ST/2)**2)**0.5<(SL-D)/2:
386         Vmax=ST/(2*(SD-D))*Var         #Velocidade do máxima do ar na saída do condensador (m/s)
387     else:
388         Vmax=ST/(ST-D)*Var             #Velocidade do máxima do ar na saída do condensador (m/s)
389     Re=rho*Vmax*D/mu                   #N° de Reynolds do ar no condensador (adm)
390     HAC=Nu_Grimison_tube_bank(Re, Pr, D, NFc, SL, ST)*k/D #Coeficiente convectivo do ar no condensador (W/m²/K)
391     mL=(2*HAC/(kal*ta))**0.5*(Lac+ta/2) #Parametro característico da aleta
392     eta_ac=tanh(mL)/mL                 #Eficiência da aleta
393     mu=PropsSI('V','T',(T2+Tc[i])/2,'P',Pc,FR) #Viscosidade do fluido refrigerante na região de dessuperaquecimento (Pa*s)
394     Pr=PropsSI("PRANDTL","T",(T2+Tc[i])/2,'P',Pc,FR) #PRANDTL do fluido refrigerante na região de dessuperaquecimento (adm)
395     Re=4*VM/(mu*pi*d)                  #N° de Reynolds do fluido refrigerante na região de dessuperaquecimento (adm)
396     fd=Zigrang_Sylvester_1(Re,eD)     #Fator de atrito de Darcy do fluido refrigerante na região de dessuperaquecimento (adm)
397     if Re>2300:
398         Nu=turbulent_Gnielinski(Re, Pr, fd) #Correlação de Gnielinski (adm)
399     else:
400         Nu=4.354                        #Para regime laminar e fluxo de calor constante (adm)
401     k=PropsSI('L','T',(T2+Tc[i])/2,'P',Pc,FR) #Condutividade do fluido refrigerante na região de dessuperaquecimento(W/m/K)
402     HDS=Nu*k/d                          #Coeficiente convectivo do refrigerante na região de dessuperaquecimento (W/m²/K)
403     CPr=PropsSI('C','T',(T2+Tc[i])/2,'P',Pc,FR) #Cp do fluido refrigerante na região de dessuperaquecimento (J/kg/K)
404     Cmin=min([CPa*VVc*rho,CPr*VM])     #C mínimo da região de dessuperaquecimento (W/K)

```

```

405 Cmax=max([CPa*Vvc*rho,CPr*VM]) #C máximo da região de dessuperaquecimento (W/K)
406 Cr=Cmin/Cmax #Razão de C na região de dessuperaquecimento (adm)
407 eff=QDS/(Cmin*(T2-Tec[it])) #Efetividade da região de dessuperaquecimento (adm)
408 if eff>0.99999:
409     eff=0.99999 #Limite superior para a efetividade na região de dessuperaquecimento (adm)
410 NTU=NTU_from_effectiveness(eff, Cr, subtype='crossflow') #NTU na região de dessuperaquecimento (adm)
411 UA=NTU*Cmin #Valor de UA na região de dessuperaquecimento (W/K)
412 LDS=UA/(pi*d)*(1/HDS+1/(HAC*(RS_cn+RS_ca*eta_ac))) #Comprimento da região de dessuperaquecimento (m)
413 mu=PropsSI('V','T',(T3+Tc[i])/2,'P',Pc,FR) #Viscosidade do fluido refrigerante na região de sub-resfriamento(Pa*s)
414 Pr=PropsSI('PRANDTL','T',(T3+Tc[i])/2,'P',Pc,FR) #PRANDTL do fluido refrigerante na região de sub-resfriamento (adm)
415 Re=4*VM/(mu*pi*d) #N° de Reynolds do fluido refrigerante na região de sub-resfriamento (adm)
416 fd=Zigrang_Sylvester_1(Re,eD) #Fator de atrito de Darci do fluido refrigerante na região de sub-resfriamento (adm)
417 if Re>2300:
418     Nu=turbulent_Gnielinski(Re, Pr, fd) #Correlação de Gnielinski (adm)
419 else:
420     Nu=4.354 #Se regime laminar
421     #Para regime laminar e fluxo de calor constante (adm)
422     k=PropsSI('L','T',(T3+Tc[i])/2,'P',Pc,FR) #Condutividade do fluido refrigerante na região de sub-resfriamento(W/m/K)
423     HLS=Nu*k/d #Coeficiente convectivo do fluido refrigerante na região de sub- (W/m²/K)
424     CPr=PropsSI('C','T',(T3+Tc[i])/2,'P',Pc,FR) #Cp do fluido refrigerante na região de sub-resfriamento (J/kg/K)
425     Cmin=min([CPa*Vvc*rho,CPr*VM]) #C mínimo da região de sub-resfriamento (W/K)
426     Cmax=max([CPa*Vvc*rho,CPr*VM]) #C máximo da região de sub-resfriamento (W/K)
427     Cr=Cmin/Cmax #Razão de C na região de sub-resfriamento (adm)
428     eff=QLS/(Cmin*(Tc[i]-Tec[it])) #Efetividade da região de sub-resfriamento (adm)
429     if eff>0.99999:
430         eff=0.99999 #Limite superior para a efetividade na região de sub-resfriamento(adm)
431         NTU=NTU_from_effectiveness(eff, Cr, subtype='crossflow') #NTU na região de sub-resfriamento (adm)
432         UA=NTU*Cmin #Valor de UA na região de sub-resfriamento (W/K)
433         LSR=UA/(pi*d)*(1/HLS+1/(HAC*(RS_cn+RS_ca*eta_ac))) #Comprimento da região de sub-resfriamento (m)
434         HCD=avg_Shah(FR, VM, d, Pc) #Coeficiente convectivo da região de condensação (W/m²/K)
435         Cmin=CPa*Vvc*rho #C mínimo da região de condensação (W/K)
436         eff=QCD/(Cmin*(Tc[i]-Tec[it])) #Efetividade da região de condensação (adm)
437         if eff>0.99999:
438             eff=0.99999 #Limite superior para a efetividade na região de condensação (adm)
439             NTU=-log(1-eff) #NTU na região de condensação (adm)
440             UA=NTU*Cmin #Valor de UA na região de condensação (W/K)
441             LCD=UA/(pi*d)*(1/HCD+1/(HAC*(RS_cn+RS_ca*eta_ac))) #Comprimento da região de condensação (m)
442             erro_cd=(LCD+LSR+LDS-Lc)/Lc*100 #Erro no cálculo do comprimento do condensador (%)
443             #print("Lc",LCD+LLS+LDS)
444             EC[i]=erro_cd #Atualiza a lista de erros no condensador
445             i=i+1 #Incrementa contador de iterações no condensador
446         if i>1:
447             Tc[i]=Tc[i-1]-(EC[i-1]*(Tc[i-2]-Tc[i-1]))/(EC[i-2]-EC[i-1]) #Método da secante
448         if Tc[i]<Tec[it]:
449             Tc[i]=Tec[it] #Limite inferior para temperatura de condensação (K)
450         FCC_e=Lec/(Lab+2*Ldb) #Fator de correção devido as curvas no evaporador
451         FCC_c=Lcc/(Lc) #Fator de correção devido as curvas no evaporador
452         rho_sr=PropsSI('D','T',(Tc[i]+T3)/2,'P',Pc,FR) #Densidade na região região de sub-resfriamento
453         msr=LSR*pi*d**2/4*rho_sr*FCC_c #massa na região região de sub-resfriamento
454         rho_ds=PropsSI('D','T',(Tc[i]+T2)/2,'P',Pc,FR) #Densidade na região região de desuperaquecimento
455         mds=LDS*pi*d**2/4*rho_ds*FCC_c #massa na região região de desuperaquecimento
456         rho_v=PropsSI('D','Q',1,'P',Pc,FR) #Densidade do vapor

```

```

456 rho_l=PropsSI('D','Q',0,'P',Pe,FR) #Densidade do liquido
457 mcd=LCD*pi*d**2/4*rho_v/2+LCD*pi*d**2/4*rho_l/2*FCC_c #massa na região de condensação
458 rho_sa=PropsSI('D','T',(Te[j]+T1)/2,'P',Pe,FR) #Densidade na região de superaquecimento
459 msa=LSA*pi*d**2/4*rho_sa*2*FCC_e #massa na região de superaquecimento
460 h4a=h4+Qab/VM #Entalpia na entrada da região de ebulição
461 x4a=PropsSI('Q','H',h4a,'P',Pe,FR) #titulo na entrada da região de ebulição
462 #void=Rouhani_2(x4a, rho_l, rho_v, sigma, VM, d, g=9.80665) #Fração de vazio na entrada da região de ebulição
463 void=Zivi(x4a, rho_l, rho_v) #Fração de vazio na entrada da região de ebulição
464 rho_4a=void*rho_v+(1-void)*rho_l #Densidade na entrada da região de ebulição
465 meb=LEB*pi*d**2/4*(rho_4a+rho_v)/2*2*FCC_e #Massa na região de ebulição
466 x4=PropsSI('Q','H',h4,'P',Pe,FR) #titulo na entrada da região de ebulição
467 sigma=PropsSI('T','H',h4,'P',Pe,FR) #titulo na entrada da região de ebulição
468 #void=Rouhani_2(x4, rho_l, rho_v, sigma, VM, d, g=9.80665)#Fração de vazio na entrada do evaporador
469 void=Zivi(x4, rho_l, rho_v) #Fração de vazio na entrada do evaporador
470 rho_4=void*rho_v+(1-void)*rho_l #Densidade na entrada da região de ebulição
471 mab=Lab*pi*d**2/4*(rho_4a+rho_4)/2*FCC_e #Massa na região antes da birfurcação
472 m1=L_1*pi*D_1**2/4*PropsSI('D','T',T1,'P',Pe,FR) #Massa no tubo 1
473 m2=L_2*pi*D_2**2/4*PropsSI('D','T',T2,'P',Pe,FR) #Massa no tubo 2
474 m3=L_3*pi*D_3**2/4*PropsSI('D','T',T3,'P',Pe,FR) #Massa no tubo 3
475 m4=L_4*pi*D_4**2/4*rho_4 #Massa no tubo 4
476 m5=L_5*pi*D_5**2/4*rho_4 #Massa no tubo 5
477 m6=L_6*pi*D_6**2/4*PropsSI('D','T',T1,'P',Pe,FR) #Massa no tubo 5
478 mt=msr+mcd+mca+msa+mab+m1+m2+m3+m4+m5+m6 #Massa total
479
480 print("##### teste n°", it,"#####")
481 print("Qe=",int(Qe*12000/3512),"BTU/h")
482 Wc=VM*(h2-h1)/(eta_m) #Potência elétrica consumida pelo compressor (W)
483 print("Wc=",int(Wc),"W")
484 Wt=Wc+30+20 #Potência elétrica total (incluindo ventiladores)
485 print("Wt=",int(Wt),"W")
486 COP=Qe/Wt #COP do sistema
487 print("COP=", "% .2f" % COP)
488 print("Te=", "% .2f" % (Te[j]-273.15),"°C")
489 print("Tc=", "% .2f" % (Tc[i]-273.15),"°C")
490 print("VM=", "% .2f" % (VM*3600), "kg/h")
491 print("Tse=", "% .2f" % (Tse-273.15),"°C")
492 print("m=", "% .1f" % (mt*1000),"g")
493 COP_r[it]=Qe/Wt
494 Q_e[it]=Qe*12000/3512
495 W_c[it]=VM*(h2-h1)/(eta_m)
496 T_e[it]=Te[j]-273.15
497 T_c[it]=Tc[i]-273.15
498 VM_r[it]=VM*3600
499 T_se[it]=Tse-273.15
500 m_r[it]=mt*1000
501 Res={'TBS':(Tee-273.15),'TBU':(Tee_BU-273.15),'TCE':(Tee-273.15),'COP':COP,'Q_e':Q_e,'W_c':W_c,'T_e':T_e,'T_c':T_c,'VM':VM_r,'T_se':T_se,'m':m_r}
502 df = pandas.DataFrame(data=Res) #Salva dados
503 df.to_csv('D:\Mestrado_carlos/Resultados.csv')

```

ANEXO 1 – Certificado de calibração dos instrumentos utilizados



LABORATÓRIO DE CALIBRAÇÃO INSTRUTHERM

Laboratório de Calibração acreditado pela Cgcre de acordo com a ABNT NBR ISO/IEC 17025, sob o número CAL 0568.

Certificado de Calibração

Nº 145053R/23

Folha 01/01



Cliente: FUNDACAO CHRISTIANO OTTONI

Endereço: AV. PRESIDENTE ANTONIO CARLOS, 6627 PAMPULHA 31270-901 BELO HORIZONTE MG

Item Calibrado: TERMO-HIGRÔMETRO DIGITAL

Nº Código de barra / Nº Série: 23052501465743 / 230305707

Marca: INSTRUTHERM

Modelo: HT-270

O.S. Nº: 248812

Data de Calibração: 09/06/2023

Local da Calibração: Instalações Permanentes

Condições Ambientais Aplicáveis à Calibração

Temperatura durante a calibração: 23 °C ± 3 °C

Umidade relativa durante a calibração: 30% UR a 75% UR

Metodologia de Calibração

Procedimento de Calibração: PCI 080 e PCI 081 - A calibração foi realizada através do processo de comparação com um padrão de referência.

Padrões Utilizados

LCI 56 - ROTRONIC HP22 - 60222953 - Certificado de Calibração nº E10030/23 - RBC CAL 0439 Validade até 01/2024

LCI 74 - QUIMIS Q315C21 - 08114089 - Certificado de Calibração nº LV00384-41286/20 - RBC CAL 0127 Validade até 06/2023

LCI 144 - INSTRUTHERM EM-200 - 12120500931041 - Certificado de Calibração nº 133274R/22 - RBC CAL 0568 Validade até 06/2023

Resultados Obtidos

UMIDADE RELATIVA

Valor Indicado no Instrumento Calibrado (%UR)	Valor Convencional (%UR)	Erro (%UR)	Incerteza (± %UR)	k
48,10	44,00	4,10	4,0	2,04
77,43	74,82	2,61	4,0	2,04

Temperatura de Referência: 20 °C

TEMPERATURA - SENSOR IN

Valor Indicado no Instrumento Calibrado (°C)	Valor Convencional (°C)	Erro (°C)	Incerteza (± °C)	k
10,02	9,80	0,22	1,2	2,06
30,30	30,05	0,25	1,2	2,06
40,72	40,27	0,45	1,2	2,06

Notas

- Este certificado atende aos requisitos de acreditação pela Cgcre que avaliou a competência do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida (ou ao Sistema Internacional de Unidades – SI).
- A incerteza expandida relatada é baseada em uma incerteza padrão combinada e multiplicada pelos fatores de abrangência "k" informados nas tabelas, para um nível de confiança de aproximadamente 95%. A incerteza padrão foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.
- Os serviços de calibração são realizados e controlados pela INSTRUTHERM-Instrumentos de Medição Ltda. O presente certificado somente pode ser reproduzido na sua forma e conteúdo integrais e sem alterações. Não pode ser utilizado para fins promocionais.
- Os resultados acima apresentados referem-se exclusivamente ao item calibrado e às condições supra mencionadas.

Data de emissão do certificado: 12/06/2023

LABORATÓRIO DE CALIBRAÇÃO INSTRUTHERM
Cristiano José Mollica
Signatário Autorizado

1 Cliente

Cliente: Luiz Machado Endereço: UFMG, Campus Pampulha

2 Objetos de calibração

2.1 Objeto nº 1 Termopar Tipo K - FLRS02/TP01

Fabricante: MIT EXACTA Modelo: -- N° série: Lote 14251

Comprimento: 130 mm Diâmetro: 1,0 mm Rastreabilidade: --

Válido até 23 / 01 / 2023

2.2 Objeto nº 2

Fabricante: Modelo: N° série:

Comprimento: Diâmetro: Rastreabilidade:

Válido até / /

3 Procedimento de calibração

A calibração foi realizada utilizando-se um meio termoestático de homogeneidade conhecida, onde realizaram-se medições subsequentes das indicações do termômetro padrão e do(s) sensor(es) em calibração. O valor de referência foi determinado com base no Certificado de Calibração do termômetro padrão. A rotina de calibração utilizada segue as orientações contidas em DOQ-CGCRE-009 Revisão 07 – Abril/2020 e NIT-DICLA-021 – Agosto/2007. O intervalo de confiança utilizado é de 95,45% e o arredondamento do último algarismo significativo dos dados segue as regras definidas pela ABNT 5891.

4 Notas

1. O Laboratório adota a Escala Internacional de Temperatura de 1990;
2. Condições ambientais: Temperatura ambiente de $23 \pm 3^\circ\text{C}$; Umidade relativa entre 30 e 75%;
3. Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo tais resultados extensivos a quaisquer lotes;
4. A reprodução deste certificado requer aprovação, por escrito, do Laboratório.
5. O procedimento de calibração adotado considera a não-homogeneidade do termopar.

5 Rastreabilidade dos sistemas utilizados:

5.1 Termômetro padrão

Tipo de termômetro Termoresistência tipo PT100 N° série: 1110/15
Incerteza de medição: 0,03 °C Rastreabilidade: ECIL 10532/21
Válido até / /

6 Resultados da Calibração

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-9,91	-8,41	1,50	0,26	1,69	1693
0,03	1,16	1,13	0,25	1,69	3934
10,01	10,92	0,91	0,26	1,69	1153
19,97	20,52	0,54	0,26	1,69	1511
30,05	30,39	0,34	0,24	1,69	16464
40,06	40,06	0,01	0,26	1,69	1728
50,02	49,81	-0,21	0,24	1,69	8298



Documento assinado digitalmente
 NATHAN FUNCHAL DE REZENDE
 Data: 24/01/2023 17:44:40-0300
 Verifique em <https://verificador.iti.br>

Executor da calibração
 Nathan Funchal de Rezende

Coordenador e signatário autorizado
 Prof. Matheus Pereira Porto

1 Cliente

Cliente: Luiz Machado Endereço: UFMG, Campus Pampulha

2 Objetos de calibração

2.1 Objeto nº 1 Termopar Tipo K - FLRS02/TP02

Fabricante: MIT EXACTA Modelo: -- N° série: Lote 14251

Comprimento: 130 mm Diâmetro: 1,0 mm Rastreabilidade: --

Válido até 23 / 01 / 2023

2.2 Objeto nº 2

Fabricante: Modelo: N° série:

Comprimento: Diâmetro: Rastreabilidade:

Válido até / /

3 Procedimento de calibração

A calibração foi realizada utilizando-se um meio termoestático de homogeneidade conhecida, onde realizaram-se medições subsequentes das indicações do termômetro padrão e do(s) sensor(es) em calibração. O valor de referência foi determinado com base no Certificado de Calibração do termômetro padrão. A rotina de calibração utilizada segue as orientações contidas em DOQ-CGCRE-009 Revisão 07 – Abril/2020 e NIT-DICLA-021 – Agosto/2007. O intervalo de confiança utilizado é de 95,45% e o arredondamento do último algarismo significativo dos dados segue as regras definidas pela ABNT 5891.

4 Notas

1. O Laboratório adota a Escala Internacional de Temperatura de 1990;
2. Condições ambientais: Temperatura ambiente de $23 \pm 3^\circ\text{C}$; Umidade relativa entre 30 e 75%;
3. Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo tais resultados extensivos a quaisquer lotes;
4. A reprodução deste certificado requer aprovação, por escrito, do Laboratório.
5. O procedimento de calibração adotado considera a não-homogeneidade do termopar.

5 Rastreabilidade dos sistemas utilizados:

5.1 Termômetro padrão

Tipo de termômetro Termoresistência tipo PT100 N° série: 1110/15
Incerteza de medição: 0,03 °C Rastreabilidade: ECIL 10532/21
Válido até / /

6 Resultados da Calibração

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-9,91	-8,69	1,22	0,26	1,69	1974
0,03	0,87	0,84	0,25	1,69	4914
10,01	10,65	0,64	0,26	1,69	1193
19,97	20,18	0,21	0,26	1,69	1825
30,05	30,05	0,00	0,24	1,69	20555
40,06	39,76	-0,30	0,26	1,69	1459
50,02	49,57	-0,45	0,24	1,69	9298

1 Cliente

Cliente: Luiz Machado Endereço: UFMG, Campus Pampulha

2 Objetos de calibração

2.1 Objeto nº 1 Termopar Tipo K - FLRS02/TP03

Fabricante: MIT EXACTA Modelo: -- N° série: Lote 14251

Comprimento: 130 mm Diâmetro: 1,0 mm Rastreabilidade: --

Válido até 23 / 01 / 2023

2.2 Objeto nº 2

Fabricante: Modelo: N° série:

Comprimento: Diâmetro: Rastreabilidade:

Válido até / /

3 Procedimento de calibração

A calibração foi realizada utilizando-se um meio termoestático de homogeneidade conhecida, onde realizaram-se medições subseqüentes das indicações do termômetro padrão e do(s) sensor(es) em calibração. O valor de referência foi determinado com base no Certificado de Calibração do termômetro padrão. A rotina de calibração utilizada segue as orientações contidas em DOQ-CGCRE-009 Revisão 07 – Abril/2020 e NIT-DICLA-021 – Agosto/2007. O intervalo de confiança utilizado é de 95,45% e o arredondamento do último algarismo significativo dos dados segue as regras definidas pela ABNT 5891.

4 Notas

1. O Laboratório adota a Escala Internacional de Temperatura de 1990;
2. Condições ambientais: Temperatura ambiente de $23 \pm 3^\circ\text{C}$; Umidade relativa entre 30 e 75%;
3. Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo tais resultados extensivos a quaisquer lotes;
4. A reprodução deste certificado requer aprovação, por escrito, do Laboratório.
5. O procedimento de calibração adotado considera a não-homogeneidade do termopar.

5 Rastreabilidade dos sistemas utilizados:

5.1 Termômetro padrão

Tipo de termômetro Termoresistência tipo PT100 N° série: 1110/15
Incerteza de medição: 0,03 °C Rastreabilidade: ECIL 10532/21
Válido até / /

6 Resultados da Calibração

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-9,91	-8,10	1,81	0,24	1,69	8894
0,03	1,19	1,16	0,24	1,69	29011
10,01	10,79	0,79	0,24	1,69	7146
19,97	20,43	0,46	0,25	1,69	6253
30,05	30,34	0,29	0,24	1,69	27861
40,06	39,93	-0,13	0,25	1,69	3662
50,02	49,63	-0,39	0,24	1,69	14614

1 Cliente

Cliente: Luiz Machado Endereço: UFMG, Campus Pampulha

2 Objetos de calibração

2.1 Objeto nº 1 Termopar Tipo K - FLRS02/TP04

Fabricante: MIT EXACTA Modelo: -- N° série: Lote 14251

Comprimento: 130 mm Diâmetro: 1,0 mm Rastreabilidade: --

Válido até 23 / 01 / 2023

2.2 Objeto nº 2

Fabricante: Modelo: N° série:

Comprimento: Diâmetro: Rastreabilidade:

Válido até / /

3 Procedimento de calibração

A calibração foi realizada utilizando-se um meio termoestático de homogeneidade conhecida, onde realizaram-se medições subsequentes das indicações do termômetro padrão e do(s) sensor(es) em calibração. O valor de referência foi determinado com base no Certificado de Calibração do termômetro padrão. A rotina de calibração utilizada segue as orientações contidas em DOQ-CGCRE-009 Revisão 07 – Abril/2020 e NIT-DICLA-021 – Agosto/2007. O intervalo de confiança utilizado é de 95,45% e o arredondamento do último algarismo significativo dos dados segue as regras definidas pela ABNT 5891.

4 Notas

1. O Laboratório adota a Escala Internacional de Temperatura de 1990;
2. Condições ambientais: Temperatura ambiente de $23 \pm 3^\circ\text{C}$; Umidade relativa entre 30 e 75%;
3. Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo tais resultados extensivos a quaisquer lotes;
4. A reprodução deste certificado requer aprovação, por escrito, do Laboratório.
5. O procedimento de calibração adotado considera a não-homogeneidade do termopar.

5 Rastreabilidade dos sistemas utilizados:

5.1 Termômetro padrão

Tipo de termômetro Termoresistência tipo PT100 N° série: 1110/15
Incerteza de medição: 0,03 °C Rastreabilidade: ECIL 10532/21
Válido até / /

6 Resultados da Calibração

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-9,91	-8,79	1,12	0,24	1,69	14858
0,03	0,87	0,84	0,24	1,69	25512
10,01	10,45	0,45	0,24	1,69	8856
19,97	20,15	0,18	0,25	1,69	4374
30,05	30,08	0,03	0,24	1,69	28206
40,06	39,72	-0,34	0,25	1,69	3502
50,02	49,32	-0,70	0,24	1,69	14582



Documento assinado digitalmente
 NATHAN FUNCHAL DE REZENDE
 Data: 24/01/2023 17:44:40-0300
 Verifique em <https://verificador.iti.br>

Executor da calibração
 Nathan Funchal de Rezende

Coordenador e signatário autorizado
 Prof. Matheus Pereira Porto

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO

Número 628/19	Data de emissão 09/07/19	Data da calibração 09/07/19	Página 1/2
------------------	-----------------------------	--------------------------------	---------------

Dados do cliente	
Requerente: Luiz Machado Cnpq	Protocolo
Endereço: Rua Professor Emanuel Cassanta, 262, 101 - Ouro Preto - Belo Horizonte-MG - 31310-590	159

Dados do item calibrado	
Descrição: Paquímetro Analógico	Data de recebimento: 05/07/19
Fabricante: Mitutoyo	Modelo: 530-104B-10
Faixa de indicação: 0 - 150 mm	No. série: 17813068
Identificação: PAQUÍMETRO 0.05	Valor de uma divisão: 0,05 mm
Situação do item calibrado: Em bom estado de conservação.	

Sistema de medição padrão
Desempeno de granito, Mitutoyo, identificação LM-017, calibrado em 03/03/15, conforme certificado de calibração n.º 257/15 emitido pelo Laboratório de Metrologia - SENAI- MG. Válido até mar/2020.
Jogo de blocos padrão, Mitutoyo, identificação LM-024, calibrado em 16/01/17, conforme certificado de calibração n.º 00062/17 emitido pelo Mitutoyo. Válido até jan/2021.
Padrão Escalonado 300 mm, Mitutoyo, identificação LM-080, calibrado em 27/10/16, conforme certificado de calibração n.º 1189/16 emitido pelo Laboratório de Metrologia - SENAI- MG. Válido até out/2020.

Procedimento de calibração
As medidas externas são realizadas no centro dos sensores de medição. A medida interna é realizada na parte central dos sensores de medição. O paralelismo dos sensores externos é obtido através da diferença entre medições superior e inferior. O paralelismo dos sensores internos é obtido através da diferença entre as medições superior e inferior. As medidas do ressalto e da profundidade são realizadas utilizando bloco padrão retangular e desempenho. Procedimento P-31 rev. 7, baseado na norma JIS B 7507. Calibração realizada nas instalações permanentes.

Condições ambientais
Temperatura de $(20,0 \pm 1,0)$ °C e Umidade relativa máxima de 70%.

Incerteza de medição
A Incerteza expandida de medição relatada é declarada como a incerteza padrão de medição multiplicada pelo fator de abrangência "k", o qual para uma distribuição "t" com "veff" graus de liberdade efetivos corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza padrão da medição foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.

Aprovado por:

Assinado de forma digital por YCARO YULE BARBOSA DE JESUS:09360892610

Ycáro Yule Barbosa de Jesus - Signatário Autorizado

Notas:

Este certificado atende aos requisitos de acreditação da CGCRE, que avaliou a competência do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida;

Esta calibração não isenta o instrumento do controle metrológico estabelecido na regulamentação metrológica, no caso de instrumento regulamentado;

Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido a calibração nas condições especificadas não sendo extensivo a quaisquer lotes;

A reprodução deste certificado só poderá ser total e dependente da aprovação por escrito do laboratório emitente

Conversão no SI - 1 polegada = 25,4 mm.

