

FRANK WILIAM ADOLFO BLANCO OJEDA

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO EMPREGO DE
EJETORES EM UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO
TRANSCRITICO DE CO₂**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

2025

FRANK WILIAM ADOLFO BLANCO OJEDA

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO EMPREGO DE
EJETORES EM UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO
TRANSCRITICO DE CO₂**

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de
Pós-graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos
requisitos para a obtenção do título de **DOUTOR
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Área de concentração: **Transferência de calor e
Mecânica dos fluidos**

Orientador: Prof. Dr. João Rodrigo Andrade.

UBERLÂNDIA – MG

2025

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

O39 Ojeda, Frank Wiliam Adolfo Blanco, 1993-
2025 Avaliação experimental do emprego de ejetores em um ciclo de
refrigeração transcrito de CO2 [recurso eletrônico] / Frank Wiliam
Adolfo Blanco Ojeda. - 2025.

Orientador: João Rodrigo Andrade.

Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, Pós-
graduação em Engenharia Mecânica.

Modo de acesso: Internet.

DOI <http://doi.org/10.14393/ufu.te.2025.581>

Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica. I. Andrade, João Rodrigo ,1990-,
(Orient.). II. Universidade Federal de Uberlândia. Pós-graduação
em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:

Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091

Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica

Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-MG, CEP 38400-902

Telefone: (34) 3239-4282 - www.posmecanicaufu.com.br - secposmec@mecanica.ufu.br



ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica				
Defesa de:	Tese de Doutorado, número 405, PPGEM				
Data:	01/08/2025	Hora de início:	08:30	Hora de encerramento:	11:27
Matrícula do Discente:	12123EMC004				
Nome do Discente:	Frank Wiliam Adolfo Blanco Ojeda				
Título do Trabalho:	AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO EMPREGO DE EJETORES EM UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO TRANSCRÍTICO DE CO ₂				
Área de concentração:	Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos				
Linha de pesquisa:	Geração e Conservação de Energia				
Projeto de Pesquisa de vinculação:					

Reuniu-se, por videoconferência, a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Prof. Dr. Alexandre Kupka da Silva - UFSC; Prof. Dr. Paulo Smith Schneider - UFRGS; Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho - UFU; Prof. Dr. Valerio Luiz Borges - UFU e Prof. Dr. João Rodrigo Andrade - UFU, orientador do candidato.

Iniciando os trabalhos, o presidente da mesa, Dr. João Rodrigo Andrade, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato, agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir o senhor presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos examinadores, que passaram a arguir o candidato. Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o candidato:

Aprovado.

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **João Rodrigo Andrade, Professor(a) do Magistério Superior**, em 01/08/2025, às 11:29, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Solidonio Rodrigues de Carvalho, Professor(a) do Magistério Superior**, em 01/08/2025, às 11:29, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Paulo Smith Schneider, Usuário Externo**, em 01/08/2025, às 11:31, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Alexandre Kupka da Silva, Usuário Externo**, em 01/08/2025, às 11:33, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **6533793** e o código CRC **991AD227**.

DEDICATÓRIA

A Deus, por todas as bênçãos recebidas ao longo da minha jornada; aos meus pais, Marlen e Jairo; ao meu irmão, Joel; e a toda a minha família.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. João Rodrigo Andrade agradeço profundamente pelo apoio decisivo na etapa final deste projeto. Sua atenção aos detalhes e orientação foram determinantes para os resultados desta pesquisa.

Ao Prof. Dr Enio Bandarra sua orientação, marcada pelo rigor científico, foi decisiva para a construção e amadurecimento desta pesquisa. Obrigado por acreditar no meu potencial, mesmo nos momentos de dúvida e insegurança.

Ao Prof. Dr. Gleyzer Martins, expresso minha profunda gratidão por sua paciência, apoio constante, conselhos e pelas conversas transcríticas que tanto enriqueceram o desenvolvimento deste projeto.

Aos técnicos da FEMEC Jonas Profeta, Lazaro Alves, Douglas Mazer, Renato Franco, Eurico Prado e Luiz Antônio expresso meu sincero agradecimento pelo apoio durante a construção da bancada experimental deste doutorado. Sem o profissionalismo e a gentileza de vocês, muitas etapas não teriam sido desenvolvidas.

Aos colegas de laboratório por todos os momentos de descontração que dividiram comigo ao longo desta jornada de doutorado. Entre cafés improvisados e as noites de comida e música colombiana que tanto nos brindaram alegrias.

Às empresas Carel, Danfoss, Apema, Temprite, NTC refrigeração e RAC agradeço pelo fornecimento dos equipamentos indispensáveis na construção do protótipo desta tese. A colaboração e confiança depositada em nosso trabalho foram fundamentais para viabilizar as etapas experimentais e garantir a precisão dos resultados, demonstrando o compromisso destas empresas com a ciência e com o desenvolvimento científico.

Agradeço à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG) pelo suporte financeiro por meio da concessão da bolsa de estudos, à Universidade Federal de Uberlândia, e, de modo especial, ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, pelo apoio e infraestrutura fornecido ao longo da minha trajetória acadêmica.

Blanco.F.W.A., **Avaliação experimental do emprego de ejetores em um ciclo de refrigeração transcrito de CO₂**. 2025. 167 f. Tese de doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

Resumo

Este trabalho apresenta uma análise experimental do desempenho energético e ambiental de um ciclo de refrigeração transcrito com CO₂, com foco nos efeitos termodinâmicos do ejetor na eficiência do sistema. Primeiramente, foram conduzidos testes comparativos no ciclo base de refrigeração, variando a temperatura de evaporação entre -12 °C e -3 °C e a temperatura de saída do resfriador de gases entre 31 °C e 37 °C. A abertura da válvula de alta pressão foi ajustada entre 60 % e 90 %, permitindo avaliar como a pressão no resfriador de gases influencia a eficiência energética do sistema e estabelecer resultados de referência. Em seguida, o ejetor foi instalado entre a linha de líquido e saída do evaporador, possibilitando alcançar temperaturas de evaporação mais baixas, até -15 °C, e temperaturas de saída do resfriador de gases de até 40 °C, para a carga térmica. Essas condições não eram possíveis no ciclo base devido à elevada temperatura de descarga no compressor, evidenciando experimentalmente o potencial do ejetor para atingir menores temperaturas de evaporação. Na terceira etapa, foi realizada a comparação dos resultados médios. Observou-se uma redução média na temperatura de descarga de até 24,5 °C, acompanhada de um aumento médio na capacidade de refrigeração de até 63% e de uma diminuição média no consumo de potência em 26,2%. Esses efeitos combinados resultaram em um incremento médio no COP de até 121%. Esse comportamento pode ser explicado pelo aumento da capacidade de refrigeração específica devido à presença do separador de fases, atrelado ao incremento da vazão mássica à medida que é elevada a temperatura de saída do resfriador de gases, ocasionando uma menor degradação do COP em comparação ao ciclo transcrito convencional. Quanto aos impactos ambientais, foram analisados cenários no Brasil, Arábia Saudita, França e Estados Unidos. Esses cenários apresentam diferentes condições de fatores de recolhimento e de emissões indiretas, para justamente avaliar os diferentes impactos ambientais para localidades diferentes. De modo geral, destaca-se a importância de sistemas de refrigeração energeticamente eficientes para contribuir de forma significativa na redução das emissões. Entre os cenários avaliados, o maior impacto ambiental foi observado para a Arábia Saudita, devido ao elevado coeficiente de emissões indiretas.

Blanco.F.W.A., **Experimental evaluation of the use of ejectors in a transcritical CO₂ refrigeration cycle**. 2025. 167 f. Tese de doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

Abstract

This work presents an experimental analysis of the energy and environmental performance of a transcritical CO₂ refrigeration cycle, focusing on the thermodynamic effects of the ejector on system efficiency. First, comparative tests were conducted on the baseline refrigeration cycle, varying the evaporation temperature between $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ and the gas-cooler outlet temperature between $31\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $37\text{ }^{\circ}\text{C}$. The high-pressure valve opening was adjusted between 60 % and 90 %, allowing evaluation of how the gas-cooler pressure influences the system's energy efficiency and the establishment of reference results. Next, the ejector was installed between the liquid line and the evaporator outlet, enabling the achievement of lower evaporation temperatures—down to $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ —and gas-cooler outlet temperatures up to $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ for the thermal load. These conditions were not attainable in the baseline cycle due to the high compressor discharge temperature, experimentally demonstrating the ejector's potential to reach lower evaporation temperatures. In the third stage, the average results were compared. An average reduction in discharge temperature of up to $24.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ was observed, accompanied by an average increase in cooling capacity of up to 63 % and an average decrease in power consumption of 26.2 %. These combined effects resulted in an average increase in COP of up to 121 %. This behavior can be explained by the increased specific cooling capacity due to the presence of the phase separator, coupled with the increased mass flow rate as the gas-cooler outlet temperature rises, resulting in less COP degradation compared to the conventional transcritical cycle. Regarding environmental impacts, scenarios in Brazil, Saudi Arabia, France, and the United States were analyzed. These scenarios present different conditions for recovery factors and indirect emissions, in order to assess the varied environmental impacts across different locations. In general, the importance of energy-efficient refrigeration systems in significantly reducing emissions is highlighted. Among the evaluated scenarios, the greatest environmental impact was observed in Saudi Arabia, due to its high indirect emissions coefficient.

Keywords: Refrigeration, Transcritical, CO₂, Ejector.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Diagrama de fases do R744. Adaptado de (ASHRAE HANDBOOK, 2018)	27
Figura 2.2 a) Pressão de vapor à temperatura de saturação e b) capacidade de refrigeração volumétrica à temperatura de saturação.	28
Figura 2.3 Pressões a) evaporação e b) condensação para os fluidos refrigerantes considerados.	28
Figura 2.4 a) massa específica do CO ₂ e b) relação de massa específica de líquido e vapor para os fluidos refrigerantes considerados.....	29
Figura 2.5 a) calor específico e b) viscosidade dinâmica do CO ₂ para diferentes condições de temperatura e pressão.....	30
Figura 2.6 a) ciclo de refrigeração transcrito e b) diagrama P-h.....	32
Figura 2.7 Número de publicações referentes ao ciclo de refrigeração transcrito segundo os dados da Science Direct.	33
Figura 2.8 Resumo das melhorias de eficiência energética em sistemas de refrigeração transcrito. Adaptado de YU et al., (2019).....	34
Figura 2.9 a) ciclo de refrigeração transcrito com trocador de calor interno. b) diagrama p-h.....	35
Figura 2.10 COP das misturas propostas para a) sem TCI e b) com TCI. Adaptado de SÁNCHEZ, D. et al., (2024)	36
Figura 2.11 Controle de pressão no ciclo transcrito. Adaptado de WANG, ZHE; HAN; SUNDÉN, (2018).	38
Figura 2.12 a) Ciclo de refrigeração com subresfriamento mecânico. b) diagrama do ciclo de refrigeração.	42
Figura 2.13 Linha continua representa o COP (eixo esquerdo), enquanto a linha tracejada representa a razão no consumo de energia (eixo direito). Adaptado de LLOPIS et al., (2015).	44
Figura 2.14 a) ciclo de refrigeração com subresfriamento mecânico integrado e b) diagrama p-h.....	46
Figura 2.15 Diferentes arquiteturas propostas pelos autores em um subresfriador mecânico integrado. Adaptado de NEBOT-ANDRÉS; CALLEJA-ANTA; FOSSI; et al., (2022).	48
Figura 2.16 a) ciclo de refrigeração transcrito de compressão paralela e b) diagrama P-h.	51

Figura 2.17 Ciclo de refrigeração transcrito com ejedor.....	55
Figura 2.18 Perfis de pressão e velocidade em função dos parâmetros do ejedor, adaptado de (LI, YAFEI et al., 2018)	56
Figura 2.19 Modos de operação do ejedor, adaptado de LI, FENGLEI et al., 2017).....	58
Figura 2.20 Visualização do fluxo para diferentes condições de operação em um ejedor de seção transversal retangular. Adaptado de Y. Li et al., (2018).....	60
Figura 2.21 Fotografias dos fluxos nos camarás de sucção e mistura para várias pressões do fluido secundário e primário. ZHU; WANG; et al., (2017)	61
Figura 2.22 Taxa de arrastamento em função da taxa de elevação de pressão, para diferentes posições de saída do bocal, para uma velocidade no compressor de 2100 rpm e diâmetro da seção de mistura de 3 mm. Adaptado de Jeon et al., (2022).	63
Figura 2.23 Resultados obtidos do COP para um ejedor implementado no ciclo transcrito de bico motriz. Adaptado de Lucas e Koehler, (2012).....	69
Figura 3.1 Ciclo de refrigeração transcrito montagem em solidworks.	75
Figura 3.2 Bancada experimental do ciclo de refrigeração transcrito.....	76
Figura 3.3 Sequência operacional da bancada experimental.	78
Figura 3.4 – a) compressor e b) sistema utilizado para retorno de óleo do compressor composto pelo separador de óleo, c) tubo capilar e d) válvula solenoide.	80
Figura 3.5 Trocador de placas braçadas, modelo B18Mx12/1P	80
Figura 3.6 Conjuntos de válvulas utilizadas no sistema: a) válvula de alta pressão, b) válvula de expansão e c) bobina para acionar as válvulas.....	81
Figura 3.7 Sistema para armazenar o CO2 na linha de alta pressão quando o sistema é desligado, sendo composto por: a) tanque de alta pressão e b) válvula de esfera.	82
Figura 3.8 Multi-ejedor utilizado no ciclo de refrigeração transcrito a) detalhe do multi-ejedor modelo LP 935 e b) modulação das válvulas solenoides para o controle de capacidade.	84
Figura 3.9 Acessórios utilizados no ciclo de refrigeração transcrito: a) visor de líquido, b) válvula de retenção, c) válvula de serviço e d) válvula de segurança calibrada a 120 bar. .	85
Figura 3.10 a) Separador de fases, b) carcaça do filtro secador de sucção e c) núcleo filtrante do filtro secador.	86
Figura 3.11 a) evaporador utilizado modelo B80ASHx30/1P e b) válvula de segurança calibrada a 40 bar.....	87
Figura 3.12 circuito secundário utilizado para a geração de carga térmica.	88

Figura 3.13 Circuito secundário de arrefecimento: a) torre de resfriamento evaporativa e b) variador de frequência.....	89
Figura 3.14 Instrumentação no ciclo de refrigeração transcrito.....	90
Figura 3.15 Controle de temperatura de saída do gás cooler.	93
Figura 3.16 Controle de temperatura de evaporação.	93
Figura 3.17 Controladores utilizados no ciclo de refrigeração transcrito. a) NI 9264 para o controle de temperatura de evaporação, b) CLP HECU ECU70TS0C0 para controlar a temperatura de saída do resfriador de gases e rotação do compressor e c) controlador EVD EVD0000T50 para o controle de superaquecimento na sucção do compressor.....	94
Figura 3.18 Supervisório em labVIEW para os testes no ciclo de refrigeração transcrito.	95
Figura 3.19 Supervisório em labVIEW para os testes no ciclo de refrigeração transcrito com ejetor.	96
Figura 3.20 Distribuição de carga de fluido refrigerante e volume no ciclo de refrigeração transcrito.	99
Figura 3.21 Comportamento da pressão no ciclo de refrigeração transcrito para diferentes cenários.	100
Figura 3.22 Correlação experimental utilizada para determinar a carga de fluido refrigerante no vaso de pressão, para uma temperatura controlada na sala de testes de 20 °C.	101
Figura 4.1 Validação da bancada experimental realizando um balanço de energia total.	108
Figura 4.2 Consumo de potência do CRT em função da temperatura de evaporação e abertura da VAP, para diferentes pressões e temperaturas de saída do resfriador de gases: a) 31 °C, b) 34 °C e c) 37 °C.	109
Figura 4.3 Comportamento da temperatura de descarga em função da temperatura de sucção e abertura da VAP, para diferentes pressões e temperaturas de saída do resfriador de gases: a) 31 °C, b) 34 °C e c) 37 °C.	110
Figura 4.4 Capacidade de refrigeração do CRT em função da temperatura de evaporação e abertura da VAP, para diferentes pressões e temperaturas de saída do resfriador de gases: a) 31 °C, b) 34 °C e c) 37 °C.	112

Figura 4.5 Desempenho do CRT em função da temperatura de evaporação e abertura da VAP, para diferentes pressões e temperaturas de saída do resfriador de gases: a) 31 °C, b) 34 °C e c) 37 °C.....	113
Figura 4.6 a) capacidade de refrigeração e b) COP do CRT em função das temperaturas de evaporação e saída do resfriador de gases para uma condição de abertura da VAP de 60%.	114
Figura 4.7 a) consumo de potência e b) temperatura de descarga do CRT em função das temperaturas de evaporação para uma condição de abertura da VAP de 60%.....	115
Figura 4.8 Comportamento do a) COP e b) capacidade de refrigeração do sistema em função da temperatura de evaporação e a abertura das válvulas solenoides do multi-ejetor, para a condição de temperatura de saída do resfriador de gases de 37 °C.	116
Figura 4.9 a) consumo de potência e b) temperatura de descarga no compressor em função das temperaturas de evaporação e saída do resfriador de gases no CRTE.	117
Figura 4.10 a) COP e b) capacidade de refrigeração para as condições de temperatura de evaporação e saída do resfriador de gases do CRTE.....	118
Figura 4.11 Vazão mássica a) compressor e b) evaporador em função das temperaturas de evaporação e saída do resfriador de gases para o CRTE.	119
Figura 4.12 Comportamento a) taxa de arrastamento, b) taxa de elevação de pressão e c) eficiência do ejetor em relação às temperaturas de evaporação e saída do resfriador de gases no CRTE.	120
Figura 4.13 a) eficiência do ejetor e b) taxa de elevação de pressão em função da pressão primária para diferentes pressões do fluido secundário para uma temperatura do fluido primário de 37 °C.	122
Figura 4.14 a) vazão primária e b) vazão de saída do ejetor em função da pressão primária e secundária.	123
Figura 4.15 a) eficiência do ejetor e b) taxa de elevação de pressão para as diferentes condições de pressão e temperatura do fluido primário.	124
Figura 4.16 Vazões a) primária e de b) saída do ejetor para as condições de temperatura e pressão do fluido primário.	125
Figura 4.17 Consumo de potência do CRTE e CRT em função da temperatura de evaporação para a condição da temperatura de saída do resfriador de gases 31, 34 e 37 °C.	126
Figura 4.18 Temperatura de descarga em função da temperatura de sucção para as condições de temperatura do resfriador de gases de a) 31, b) 34 e c) 37 °C.	127

Figura 4.19 Capacidade de refrigeração do CRTE e CRT para as temperaturas de saída do resfriador de gases de a) 31 °C, b) 34 e c) 37 °C, em função da temperatura de evaporação.	128
Figura 4.20 Vazão mássica no evaporador em função da capacidade de refrigeração específica, para as diferentes condições de temperaturas de saída do resfriador de gases e evaporação.	129
Figura 4.21 COP do CRTE e CRT para as temperaturas de saída do resfriador de gases de a) 31 °C, b) 34 e c) 37 °C, em função da temperatura de evaporação.	130
Figura 4.22 Validação das correlações propostas a) taxa de arrastamento, b) taxa de elevação de pressão e c) COP.	132
Figura 4.23 Comparação dos resultados obtidos com os dados da literatura.	133
Figura 4.24 Cálculo de impacto ambiental para os cenários do Brasil, Arábia Saudita, França e Estados Unidos.	135

LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1 Resultados em termos de COP máximo para a arquitetura de trocador de calor interno.....	40
Tabela 2-2 resultados em termos de COP máximo para a arquitetura de subresfriamento mecânico dedicado, termoelectrico ou magneto calórica.....	45
Tabela 2-3 Resultados em termos de COP máximo para a arquitetura de subresfriamento mecânico integrado.....	49
Tabela 2-4 Resultados em termos de COP máximo para a arquitetura de compressão paralela.....	53
Tabela 2-5 Principais resultados encontrados na literatura sobre o comportamento do ejeter em função das condições de operação.....	62
Tabela 2-6 Principais resultados encontrados na literatura sobre o comportamento do ejeter em função dos parâmetros geométricos	64
Tabela 2-7 Principais trabalhos publicados na literatura sobre diferentes configurações do ciclo de refrigeração com ejeter	70
Tabela 3-1 Características e precisão de cada dispositivo de medição.....	90
Tabela 3-2 – Módulos e instrumentos que compõem o sistema de monitoramento em labVIEW.....	91
Tabela 3-3 Carga de fluido refrigerante para os diferentes componentes do ciclo de refrigeração transcrito.....	98
Tabela 4-1 variáveis controladas para realizar a avaliação experimental do CRT.	107
Tabela 4-2 Coeficientes das correlações para a taxa de elevação de pressão, taxa de arrastamento e COP.....	131

LISTA DE SÍMBOLOS

Arábicos

A_{RG}	Área do resfriador de gases
COP_{opt}	Coeficiente de desempenho ótimo
$\dot{Q}_{GC}$	Calor de rejeição no resfriador de gases
$\dot{Q}_{Evap}$	Capacidade de refrigeração do sistema
Δh_{Evap}	Capacidade de refrigeração específica
$\dot{Q}_{Evap}$	Capacidade de refrigeração no evaporador
$\dot{Q}_{Aquec}$	Carga térmica
$CRTE_{DE}$	Ciclo de refrigeração transcrito com ejedor de duplo evaporador
$CRTE_{ST}$	Ciclo de refrigeração transcrito com ejedor e subresfriador termoelétrico
$CRTE_{TCI}$	Ciclo de refrigeração transcrito com ejedor e trocador de calor interno
CRT_{TCI}	Ciclo de refrigeração transcrito com trocador de calor interno
CO_2	Dióxido de carbono
ρ_{prop}	Massa específica do propilenoglicol
$TEWI_{DIRETO}$	Parcela dos impactos diretos do CO_2 sobre o meio-ambiente
$TEWI_{INDIRETO}$	Parcela dos impactos indiretos do CO_2 sobre o meio-ambiente
$\dot{W}_{Comp}$	Potência consumida pelo compressor
P_{Evap}	Pressão de evaporação
P_{GC}	Pressão de saída do resfriador de gases
$P_{GC,opt}$	Pressão de saída do resfriador de gases ótima
P_{Int}	Pressão intermediária
P_P	Pressão primária
P_S	Pressão secundária
L_{anual}	Taxa de vazamentos
T_{Amb}	Temperatura ambiente
$T_{Ent,agua}$	Temperatura de entrada de água resfriador de gases
$T_{Ent,glicol}$	Temperatura de entrada de glicol evaporador

$T_{\text{prop,ent}}$	Temperatura de entrada do propilenoglicol
T_{Evap}	Temperatura de evaporação
$T_{\text{prop,said}}$	Temperatura de saída do propilenoglicol
T_{GC}	Temperatura de saída do resfriador de gases
T_{p}	Temperatura primária
$\dot{m}_{\text{Evap}}$	Vazão mássica no evaporador
$\dot{q}_{\text{prop}}$	Vazão volumétrica do propilenoglicol

Gregos

η_{eje}	Eficiência do ejeter
β	Fator de emissões diretas
α_{rec}	Fator de recolhimento do fluido ao final de sua vida útil
ρ	Massa específica
ω	Taxa de arrastamento
π	Taxa de elevação de pressão

Siglas

CFC	Clorofluorcarbono
CRT	Ciclo de refrigeração transcrito
CTBC	Ciclo de refrigeração transcrito bomba de calor
CRTE	Ciclo de refrigeração transcrito com ejeter
CRTECP	Ciclo de refrigeração transcrito com ejeter de compressão paralela
CRTCP	Ciclo de refrigeração transcrito de compressão paralela
COP	Coeficiente de desempenho
CLP	Controlador logico programável
E	Experimental
HC	Hidrocarboneto
HCFC	Hidroclorofluorcarbonetos
HFC	Hidrofluorcarbonetos
HFO	Hidrofluorolefina
TEWI	Impacto total equivalente

EIA	Energy information and administration
IIR	International Institute of Refrigeration
LEST- NANO	Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia
MMA	Ministério do meio ambiente
N	Numérico
GWP	Potencial de aquecimento global
ODP	Potencial de destruição do ozônio
HVACR	Setor de aquecimento, ventilação, ar-condicionado e refrigeração
ASHRAE	Sociedade americana de engenheiros do setor de aquecimento, refrigeração e ar-condicionado
SUB	Subresfriamento
SMC	Subresfriamento magneto calórico
SM	Subresfriamento mecânico
ST	Subresfriamento termoelétrico
T	Teórico
TCI	Trocador de calor interno
VAP	Válvula de alta pressão
VEE	Válvula de expansão eletrônica

SUMÁRIO

1.	CAPÍTULO I.....	20
1.1	Motivação	20
1.2	Objetivos.....	23
1.3	Estrutura da tese.....	24
2.	CAPÍTULO II.....	26
2.1	Propriedades termofísicas do CO ₂ como fluido refrigerante	26
2.2	Ciclo de refrigeração transcrito	30
2.3	Arquiteturas utilizadas para aumentar a eficiência no ciclo transcrito	34
2.4	Ciclo de refrigeração transcrito com ejetor	54
3.	CAPÍTULO III	74
3.1	Sequência operacional da bancada	77
3.2	Principais componentes da bancada experimental	78
3.3	Instrumentação e interface em labVIEW.....	89
3.4	Carga de fluido refrigerante.....	97
3.5	Cálculo de desempenho energético	101
3.6	Estimação das incertezas de medição	103
3.7	Cálculo de impacto ambiental	104
4.	CAPÍTULO IV	106
4.1	Ciclo de refrigeração transcrito	106
4.2	Ciclo de refrigeração transcrito com ejetor	115
4.3	Análise do comportamento do ejetor baseado no CRTE.....	120
4.4	Comparação experimental dos ciclos de refrigeração transcrito	125
4.5	Correlações experimentais propostas	130
4.6	Comparação com os dados da literatura	132

4.7	Análise de impacto ambiental.....	134
5.	CAPÍTULO V	137
6.	REFERÊNCIAS	140
7.	ANEXOS.....	151
7.1	ANEXO I.....	151
7.2	ANEXO II	154
7.3	ANEXO III	156
7.4	ANEXO IV	159
8.	APÊNDICE	161
8.1	APÊNDICE I.....	161
8.2	APÊNDICE II.....	162
8.3	APÊNDICE III	163
8.4	APÊNDICE IV	164
8.5	APÊNDICE V	165
8.6	APÊNDICE VI	166

1. CAPÍTULO I

1.1 Motivação

O aumento dos custos de energia, a destruição da camada de ozônio e o aquecimento global tornaram o futuro da conservação ambiental incerto. Portanto, é imprescindível limitar o aumento da temperatura global a 1,5 °C, a fim de mitigar os impactos sobre a biodiversidade, a pesca e os ecossistemas marinhos IPCC, (2018). Consequentemente, enfrentar essas questões tornou-se um dos principais desafios para mitigar as emissões de gases de efeito estufa. Como estratégia para reduzir os impactos ambientais, o Pacto Climático de Glasgow estabeleceu novas promessas financeiras com o objetivo de apoiar os países em desenvolvimento, fortalecendo sua resiliência às mudanças climáticas e auxiliando na redução das emissões de gases de efeito estufa (FCCC, 2022).

Nesse contexto, os sistemas de refrigeração apresentam elevado impacto ambiental devido a dois fatores principais: os vazamentos de fluido refrigerante (emissões diretas) e os impactos associados à queima de combustíveis fósseis na geração de eletricidade (emissões indiretas). Nesse sentido, os compressores utilizados em sistemas frigoríficos estão diretamente relacionados ao elevado consumo de energia, sendo responsáveis por cerca de 20% da eletricidade consumida globalmente (IIR, 2019). Nesse contexto, políticas intergovernamentais como o Protocolo de Montreal e o Protocolo de Kyoto visam reduzir os impactos ambientais dos sistemas de refrigeração. Elas incentivam o desenvolvimento de tecnologias mais eficientes em termos energéticos e a adoção de fluidos refrigerantes alternativos, alinhando-se aos objetivos de desenvolvimento sustentável.

Em relação às emissões diretas, segundo o Ministério do Meio Ambiente MMA (2018), no Brasil, o setor supermercadista é o principal consumidor do fluido refrigerante HCFC-22. Estima-se que cerca de 40% do consumo desse refrigerante seja destinado à reposição e manutenção, devido a vazamentos nos sistemas de refrigeração. Portanto, a adoção de boas práticas em refrigeração é essencial para evitar e eliminar efetivamente esses vazamentos, que ainda são comuns. Nesse sentido, ORUÇ; DEVECIOĞLU, (2021) indicam que os hidrofluorcarbonetos (HFCs) poderão contribuir com um aumento de temperatura global entre 0,28 °C e 0,52 °C até o final do século. Essa perspectiva acelerou o consenso internacional em

favor da redução das emissões de HFCs. Segundo MMA, (2022), atualmente, o Brasil, já eliminou 63 % do consumo de substâncias que destroem a camada de ozônio.

A indústria de refrigeração, ar-condicionado e bombas de calor desempenha um papel relevante e em constante expansão na economia global, contribuindo de forma significativa para os setores de alimentação, saúde, energia e meio ambiente, estimando-se aproximadamente 5 bilhões de equipamentos em operação. De acordo com projeções apresentadas pela *Energy Information Administration* (EIA), o consumo global de energia deverá ser 28% superior até o ano de 2040 (EIA, 2017). Em comparação aos sistemas de refrigeração domésticos, os sistemas de refrigeração utilizados em supermercados apresentam maior tempo de operação, maior demanda de capacidade de refrigeração e consumo de energia mais elevado (LIU, JIARUI; LIU; YU, 2021). Além disso, estima-se que a demanda por sistemas de refrigeração continuará crescendo, impulsionada pelo desenvolvimento de novas tecnologias, pela tendência de aumento populacional e pelo agravamento das mudanças climáticas, com dias progressivamente mais quentes. Nesse contexto, destaca-se a relevância dos sistemas de refrigeração, embora esse cenário possa intensificar a escassez de recursos naturais, uma vez que a produção de energia ainda é majoritariamente baseada em fontes como petróleo, gás natural e carvão. Consequentemente, o maior consumo desses recursos tende a ampliar os impactos associados ao aquecimento global.

Ao longo dos anos, o projeto de equipamentos como trocadores de calor, compressores, ventiladores, fluidos refrigerantes e dispositivos de expansão tem sido continuamente aprimorado, com o objetivo de elevar a eficiência dos sistemas de refrigeração. Entretanto, de acordo com o *International Institute of Refrigeration* (2015), o setor de refrigeração, incluindo sistemas de ar-condicionado, é responsável por aproximadamente 17% de toda a eletricidade consumida em nível global (COULOMB; DUPON; PICHARD, 2015). Dessa parcela, 45 % advêm do setor residencial, 39,6 % do industrial e 15,4 % do terciário. Além disso, segundo PAURINE *et al.*, (2021), a carga de fluido refrigerante em sistemas de refrigeração que operam com HFCs em supermercados varia entre 30 e 300 kg, enquanto no setor industrial a carga típica de refrigerante supera 300 kg. Esses valores são preocupantes devido ao elevado impacto direto que tais sistemas podem ocasionar, caso não sejam adotadas boas práticas de refrigeração. De acordo com os autores, em levantamento realizado, apenas 35% das empresas envolvidas estavam preparadas para utilizar refrigerantes de baixo potencial de aquecimento global (GWP – *Global Warming Potential*), constituindo uma barreira significativa ao desenvolvimento de sistemas sustentáveis.

Para mitigar as mudanças climáticas, o Brasil ratificou recentemente a Emenda de Kigali, um adendo ao Protocolo de Montreal, que amplia o escopo de medidas voltadas à redução do consumo de HFCs, contribuindo assim para o combate ao aquecimento global. A Emenda prevê uma redução escalonada no consumo de hidrofluorcarbonetos (HFCs) de até 80% até o ano de 2045 iCs, (2022). Com o cumprimento desse acordo, a expectativa é de que haja um decréscimo de até 0,4 °C na temperatura global até ao final do século (IISD, 2019). Além dos benefícios ambientais, a ratificação dessa emenda permitirá à indústria brasileira acesso a recursos internacionais para a modernização das linhas de produção e para o aumento da competitividade nacional por meio da melhoria da eficiência. Ademais, a Emenda de Kigali incentiva o Brasil a fomentar e implementar novas tecnologias na indústria de refrigeração que sejam ambientalmente sustentáveis. Embora o desenvolvimento de sistemas de refrigeração energeticamente eficientes envolva custos iniciais elevados, estes podem ser mitigados por meio das diferentes normativas voltadas à redução do impacto ambiental.

Segundo IIF-IIR *et al.*, (2017) os impactos ambientais gerados pelo setor HVACR correspondem a 7,8% das emissões globais de gases de efeito estufa. Desse total, aproximadamente 37% são atribuídos aos impactos diretos provenientes de CFCs, HCFCs e HFCs, enquanto os 63% restantes estão relacionados aos impactos indiretos decorrentes do consumo de energia. Dessa forma, o desenvolvimento de tecnologias que promovam a redução do consumo energético nos sistemas de refrigeração, assim como a utilização de refrigerantes alternativos menos poluentes, constitui a estratégia mais adequada para mitigar de forma eficaz os impactos ambientais. À medida que essa conscientização se intensifica, espera-se que os sistemas de refrigeração que utilizam refrigerantes poluentes passem por uma transição para soluções sustentáveis, as quais, além de reduzir os impactos ambientais, proporcionam benefícios econômicos e fomentam o desenvolvimento de sistemas ainda mais eficientes.

Devido aos danos causados à camada de ozônio, os refrigerantes de primeira geração, conhecidos como clorofluorcarbonos (CFCs), foram gradualmente eliminados. Em substituição, surgiram os refrigerantes de segunda geração, os hidroclorofluorcarbonos (HCFCs), desenvolvidos para reduzir os impactos sobre a camada de ozônio. Posteriormente, os hidrofluorcarbonos (HFCs), pertencentes à terceira geração de refrigerantes, emergiram como alternativa, uma vez que não contribuem para a degradação da camada de ozônio. Entretanto, seu uso tem sido progressivamente restringido devido à sua contribuição para o efeito estufa, problemática também associada às gerações anteriores de refrigerantes. Nesse contexto, as hidrofluorolefinas (HFOs), consideradas a geração subsequente, foram

desenvolvidas em laboratório e apresentam-se como alternativa viável, devido ao baixo potencial de aquecimento global e à ausência de impacto sobre a camada de ozônio. Contudo, nos últimos anos, tem-se observado preocupação quanto à formação de ácido tricloroacético (TFA), um subproduto da degradação dos HFOs, caracterizado por sua persistência no meio ambiente. Na revisão bibliográfica de ZHANG, XINXIN; LI, (2024) focada na aplicação de HFOs em sistemas de refrigeração, constataram que ainda não existem pesquisas que avaliem de forma quantitativa a contribuição dos TFA no meio ambiente. Dessa forma, o desenvolvimento de sistemas de refrigeração sustentáveis continua a depender, principalmente, do uso de fluidos refrigerantes naturais, constituindo uma estratégia segura e eficaz para a mitigação dos impactos ambientais.

Este trabalho justifica-se pela necessidade de identificar soluções que aumentem a eficiência energética dos sistemas de refrigeração, contribuindo assim para a redução significativa dos impactos ambientais. O objetivo principal desta tese é demonstrar que é viável operar com fluidos refrigerantes naturais mantendo elevados níveis de eficiência. Para tanto, foi projetada e monitorada uma bancada experimental com o propósito de avaliar se a implementação de um ejedor resulta em ganhos de eficiência no sistema. Foram realizados testes experimentais em que a abertura do ejedor foi mantida constante, variando-se as temperaturas de evaporação e de saída do resfriador de gases. Até onde se tem conhecimento, essa abordagem é inédita e ainda não abordada na literatura, fornecendo dados valiosos para compreender, de forma abrangente, os efeitos da implementação do ejedor em sistemas transcríticos.

1.2 Objetivos

O principal objetivo deste trabalho é avaliar, de forma teórica e experimental, o desempenho energético de um sistema de refrigeração transcrítico com CO₂ operando com e sem ejedor, apresentando dados inéditos na literatura para uma condição específica de abertura do ejedor, em diferentes valores de temperatura de evaporação e de saída do resfriador de gases. Essa abordagem, ainda não explorada no estado da arte, permite verificar experimentalmente se a aplicação do ejedor pode contribuir para o aumento da eficiência do ciclo de refrigeração transcrítico.

- Realizar uma revisão bibliográfica sobre sistemas de refrigeração transcríticos com ejedor operando com CO₂;

- Construir e instrumentar a bancada experimental para a execução dos testes;
- Conduzir testes preliminares no ciclo transcrito, a fim de determinar a abertura da válvula de alta pressão que proporcione a maior eficiência do sistema;
- Realizar testes experimentais na bancada, investigando os efeitos do ejetor no ciclo de refrigeração transcrito;
- Comparar, de forma experimental, o desempenho do ciclo de refrigeração operando com e sem ejetor;
- Confrontar os resultados obtidos com os dados disponíveis na literatura sobre o ciclo de refrigeração transcrito com ejetor.
- Realizar o cálculo do Impacto Ambiental Total Equivalente (TEWI – *Total Equivalent Environmental Impact*) do ciclo de refrigeração transcrito, com e sem a aplicação do ejetor.

1.3 Estrutura da tese

O presente trabalho está estruturado em etapas sequenciais, de modo a atingir o objetivo geral proposto. Para isso, o documento é composto por cinco capítulos: (I) Introdução, (II) Revisão Bibliográfica, (III) Metodologia Experimental, (IV) Análise de Resultados e (V) Conclusões e Trabalhos Futuros. Cada capítulo detalha, de forma progressiva, a construção e o desenvolvimento deste estudo.

O capítulo I apresenta uma introdução à problemática e ao panorama atual do meio ambiente sob a perspectiva do setor HVACR, bem como os objetivos específicos definidos para alcançar o objetivo geral do trabalho.

O Capítulo II reúne o levantamento bibliográfico, abordando a problemática relacionada aos impactos ambientais gerados pelos sistemas de refrigeração e destacando a relevância da utilização de fluidos refrigerantes naturais no setor HVACR. Em seguida, é apresentada a fundamentação teórica, discutindo os diferentes ciclos de refrigeração transcritos propostos na literatura, com ênfase nos ciclos que empregam ejetor.

O Capítulo III descreve e especifica os principais componentes de alta e baixa pressão, bem como os acessórios do circuito secundário da bancada experimental, localizada no Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia (LEST-NANO) da Universidade

Federal de Uberlândia. São também apresentadas as interfaces desenvolvidas em LabVIEW para controle e monitoramento dos ciclos de refrigeração propostos, assim como as etapas de cálculo da eficiência energética, análise de incertezas de medição e avaliação do impacto ambiental.

O Capítulo IV apresenta a análise dos resultados obtidos para o ciclo de refrigeração transcrito e com a implementação do ejeto. Em seguida, os resultados são comparados entre si, a fim de avaliar o potencial do ejeto no sistema. Adicionalmente, os resultados obtidos com a implementação do ejeto são confrontados com dados da literatura, permitindo verificar se os efeitos termodinâmicos observados seguem as mesmas tendências relatadas em estudos anteriores. Por fim, é apresentada a análise do TEWI, com o objetivo de avaliar os impactos ambientais dos ciclos propostos em diferentes cenários.

O capítulo V apresenta as principais conclusões obtidas neste trabalho, bem como sugestões para trabalhos futuros, que permitam explorar a bancada experimental construída em outras configurações e condições de operação.

2. CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada uma revisão do estado da arte sobre a problemática relacionada devido ao uso de fluidos de refrigerantes que agredem o meio ambiente. Em seguida, são explicados os principais fundamentos referentes ao ciclo de refrigeração transcrito. Na sequência, é realizado um levantamento bibliográfico sobre os tipos de arquiteturas que têm sido implementadas em ciclos de refrigeração transcritos, com o intuito de aumentar a eficiência energética no sistema, tendo como foco a implementação do ejetor, dado que é o objeto de estudo nesta tese.

2.1 Propriedades termofísicas do CO₂ como fluido refrigerante

Com o avanço tecnológico, a utilização de fluidos refrigerantes naturais voltou a se tornar uma opção relevante em sistemas de refrigeração, uma vez que apresentam baixo potencial de aquecimento global (GWP – *Global Warming Potential*) aliado a boa eficiência energética, sendo consideradas alternativas promissoras para a redução dos impactos ambientais. Nesse contexto, LORENTZEN, (1994a, 1994b) constatou que o CO₂ (R744) se apresenta como uma solução favorável, por se tratar de um fluido refrigerante natural com potencial de destruição da camada de ozônio (ODP – *Ozone Depletion Potential*) nulo e GWP unitário. Além disso, esse fluido apresenta baixo custo, ampla disponibilidade e compatibilidade com materiais comumente utilizados em sistemas de refrigeração convencionais SARKAR; BHATTACHARYYA; GOPAL, (2004).

O CO₂ apresenta propriedades termodinâmicas e de transporte favoráveis, caracterizando-se por baixa viscosidade na fase líquida e elevada condutividade térmica. Esses parâmetros são fundamentais para a estimativa de quedas de pressão e transferência de calor KIM; PETTERSEN; BULLARD, (2004). Adicionalmente, o CO₂ possui elevada densidade, o que permite que trocadores de calor, compressores e tubulações tenham dimensões menores em comparação aos componentes projetados com fluidos refrigerantes convencionais (GAUTAM; SAHOO, 2022).

Na Figura 2.1 é apresentado o diagrama de fases do CO₂, no qual se observa que o ponto triplo ocorre a 5,2 bar, condição de pressão que deve ser rigorosamente monitorada a fim de evitar a formação de gelo seco no interior do ciclo de refrigeração.

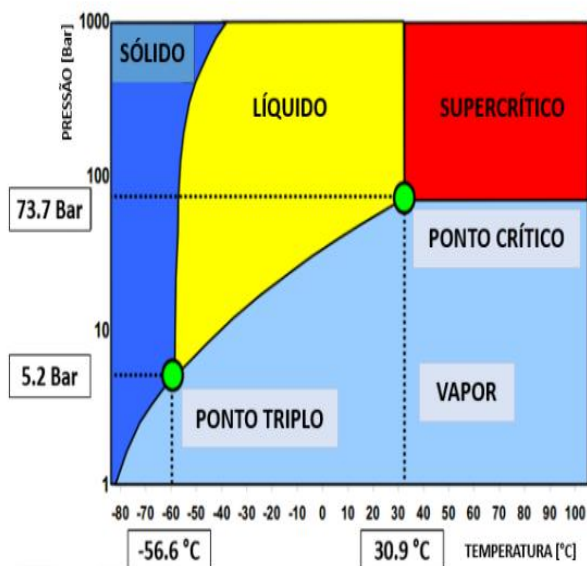


Figura 2.1 Diagrama de fases do R744. Adaptado de (ASHRAE HANDBOOK, 2018)

Na Figura 2.2 a) e b) são apresentados os gráficos de temperatura em função da pressão de vapor e da capacidade de refrigeração volumétrica. Ressalta-se que este parâmetro foi estimado a partir da massa específica do vapor, pelo produto do diferencial de entalpia entre as fases líquido e vapor. As figuras evidenciam o comportamento dos fluidos R22, R134a, R410A, R404A e R502, todos caracterizados por elevado GWP e considerados potenciais refrigerantes passíveis de substituição pelo CO₂. Na Figura 2.2 a), constatou-se que o R744 apresenta maior pressão de saturação em comparação aos demais fluidos refrigerantes, além de uma inclinação mais acentuada próxima ao ponto crítico. Essa característica resulta em menor sensibilidade às quedas de pressão. Além disso, na Figura 2.2 b), verifica-se o comportamento da capacidade de refrigeração volumétrica, parâmetro utilizado para dimensionar o tamanho do compressor. Observa-se que, quanto maior a capacidade de refrigeração volumétrica, menor é o tamanho necessário do compressor. Esse comportamento é particularmente evidenciado para o CO₂, que apresenta maior capacidade volumétrica em baixas temperaturas quando comparado aos demais fluidos refrigerantes mencionados anteriormente.

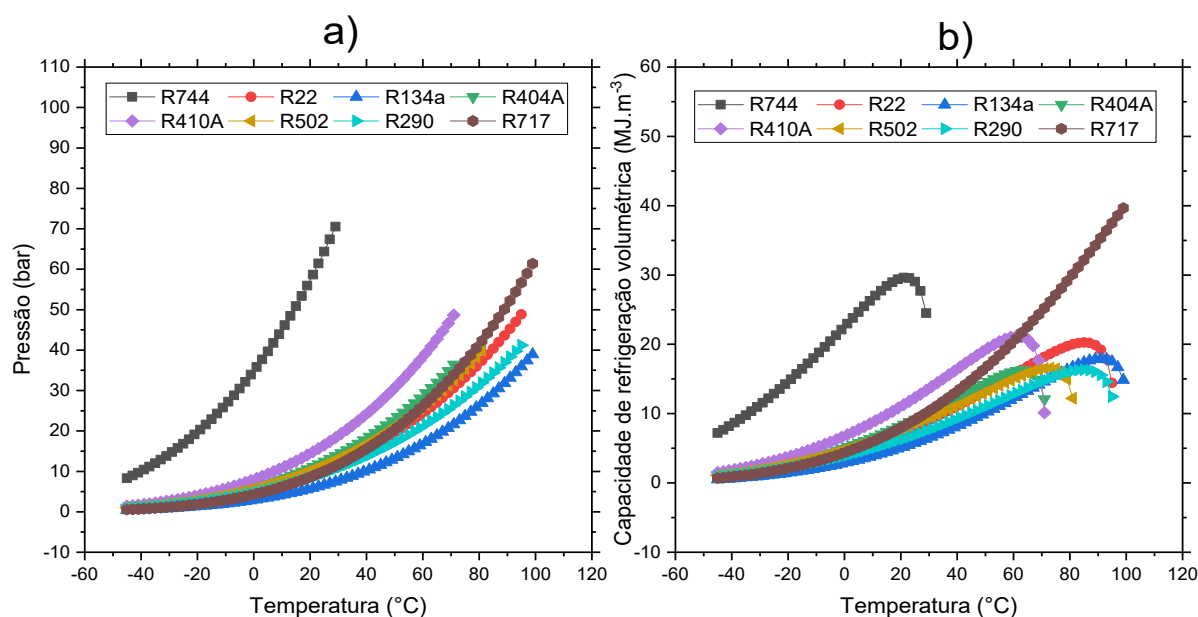


Figura 2.2 a) Pressão de vapor à temperatura de saturação e b) capacidade de refrigeração volumétrica à temperatura de saturação.

Na Figura 2.3 a) e b) são apresentadas as pressões calculadas para uma temperatura de evaporação de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ e uma temperatura de condensação de $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, referentes aos fluidos refrigerantes que podem ser substituídos pelo CO_2 . Em relação à Figura 2.3 a) constatou-se que a pressão de evaporação do R744 é aproximadamente 14 vezes superior à do R134a, enquanto na Figura 2.3 b) a pressão de condensação do CO_2 é cerca de 9,4 vezes maior em comparação à do R134a. Dessa forma, infere-se que a diferença de pressão do CO_2 em relação aos demais fluidos refrigerantes é mais significativa nas condições de evaporação.

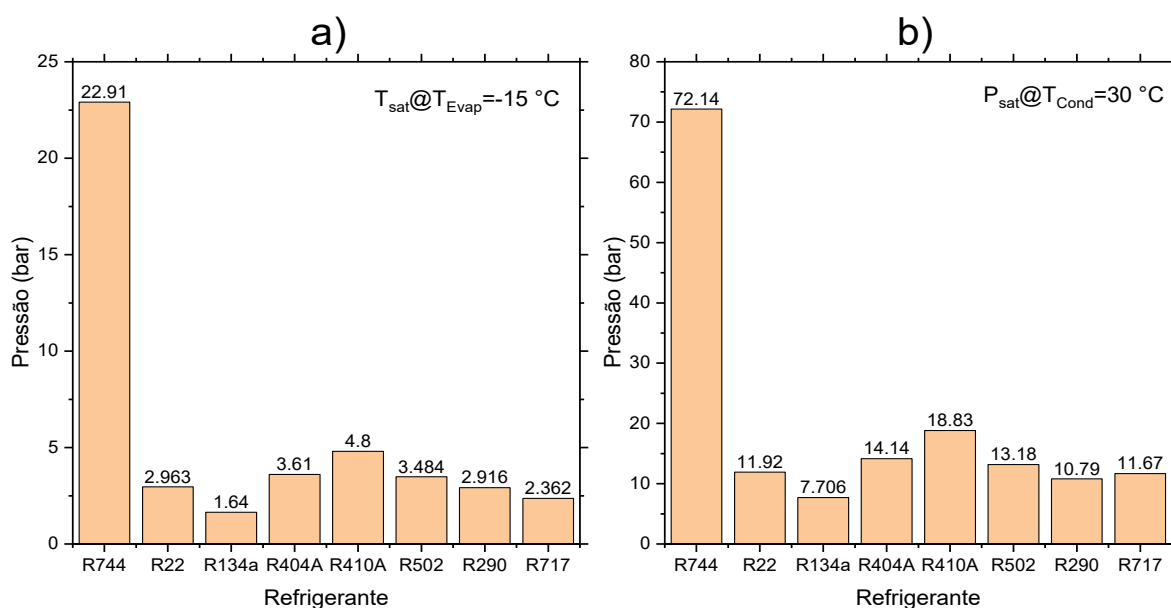


Figura 2.3 Pressões a) evaporação e b) condensação para os fluidos refrigerantes considerados.

Na Figura 2.4 a) apresenta a variação da massa específica em função de diferentes temperaturas e pressões, constatando-se a alteração da densidade à medida que o fluido se aproxima da temperatura crítica. Essa variação da densidade ocorre no interior do resfriador de gases ou *gas cooler*, à medida que o CO₂ é resfriado. Na Figura 2.4 b) é ilustrada a relação entre a massa específica do líquido e do vapor, sendo observado que o CO₂ apresenta uma menor razão de densidade em comparação aos demais fluidos refrigerantes. Essa característica favorece um escoamento bifásico mais homogêneo, resultando em maior eficiência na transferência de calor e em menores perdas de carga (KIM; PETTERSEN; BULLARD, 2004).

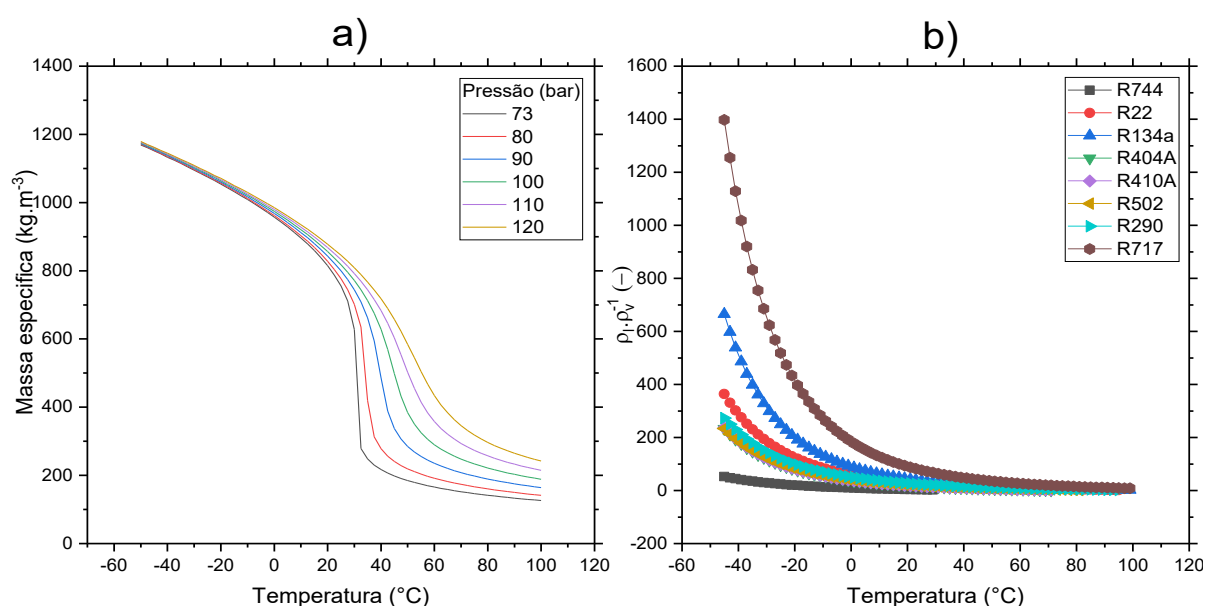


Figura 2.4 a) massa específica do CO₂ e b) relação de massa específica de líquido e vapor para os fluidos refrigerantes considerados.

Na Figura 2.5 a) é apresentado o comportamento do calor específico, constatando-se que, para cada pressão, existe uma temperatura pseudocrítica que corresponde ao valor máximo desse parâmetro. O calor específico é amplamente empregado em correlações para estimar a transferência de calor no *gas cooler*, visto que a temperatura pseudocrítica constitui um conceito fundamental para compreender o comportamento do fluido acima do ponto crítico, servindo como valor de referência que influencia diretamente a eficiência do processo de troca térmica. Na Figura 2.5 b) é apresentada a viscosidade do R744 em diferentes condições de temperatura e pressão, constatando-se a variação desse parâmetro à medida que o fluido atinge a temperatura pseudocrítica.

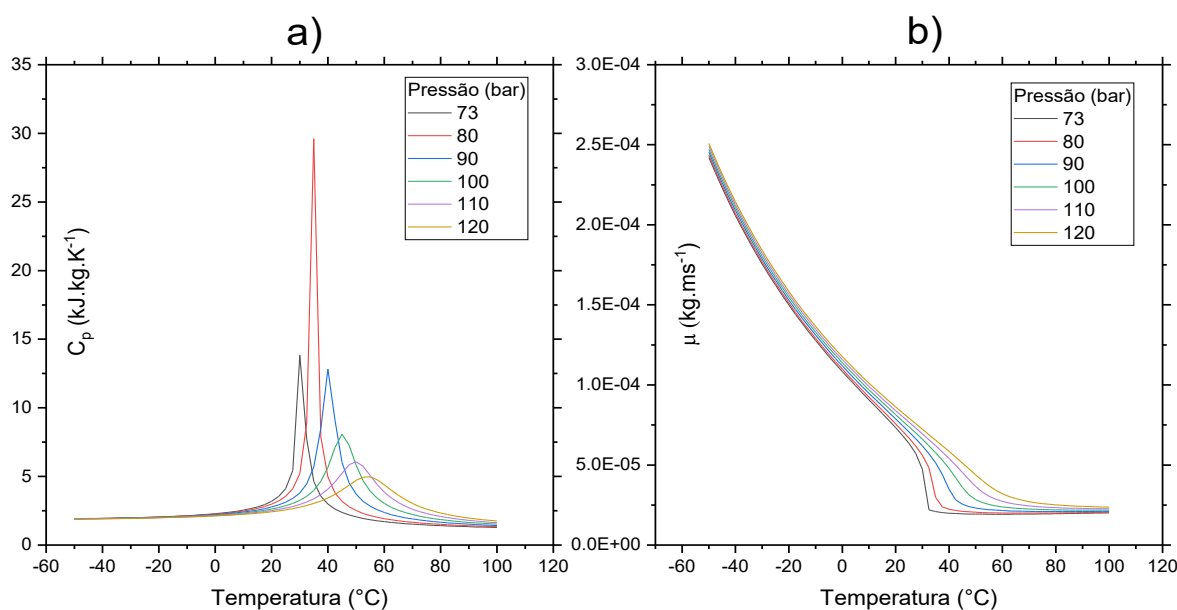


Figura 2.5 a) calor específico e b) viscosidade dinâmica do CO₂ para diferentes condições de temperatura e pressão.

2.2 Ciclo de refrigeração transcrito

Em comparação aos fluidos refrigerantes convencionais, o CO₂ apresenta uma temperatura crítica relativamente baixa, de 31,1 $^{\circ}\text{C}$. Dessa forma, em aplicações submetidas a climas quentes, a rejeição de calor do CO₂ ocorre acima do ponto crítico, caracterizando a operação em regime transcrito. Nessa condição, a pressão torna-se independente da temperatura, estando ambas desacopladas. Consequentemente, durante o processo de rejeição de calor não ocorre mudança de fase, e o condensador utilizado nos ciclos de refrigeração convencionais é substituído pelo resfriador de gases.

Na Figura 2.6 a) apresenta-se o ciclo de refrigeração transcrito, destacando-se a importância da válvula de alta pressão, cujo papel é aumentar a pressão no ciclo. Quando a válvula de alta pressão tende a se fechar, o aumento do estrangulamento reduz a vazão mássica em circulação, provocando acúmulo de refrigerante na linha de alta pressão. Esse incremento da massa de refrigerante contida na linha de alta resulta no aumento da pressão de descarga. Ademais, em sistemas transcritos, o dispositivo de expansão, além de reduzir a pressão do refrigerante no evaporador, também influencia a pressão de descarga, exercendo efeitos significativos sobre o desempenho do sistema.

O funcionamento do ciclo de refrigeração transcrito ilustrado na Figura 2.6 a) ocorre da seguinte forma: inicialmente, o vapor saturado é aspirado pelo compressor (1) e, em seguida, o

fluido refrigerante é descarregado em alta pressão e temperatura (2). Posteriormente, o CO₂ na condição supercrítica é resfriado no resfriador de gases (3) e direcionado à entrada da válvula de alta pressão, a qual é controlada por um dispositivo que modula sua abertura para manter a pressão de acordo com a temperatura de saída do resfriador de gases. Em seguida, o fluido passa pela válvula de expansão, expandindo-se no evaporador (4). Por fim, o CO₂ é evaporado e retorna à sucção do compressor, completando o ciclo.

Na Figura 2.6 b) é apresentado o diagrama P-h, no qual pode ser observada a existência de uma pressão de rejeição de calor ótima em função da temperatura de saída do resfriador de gases. Nessa condição, a eficiência do ciclo de refrigeração atinge seu valor máximo, tendência também observada na literatura por KAUF, (1999); SARKAR; BHATTACHARYYA; GOPAL, (2004).

Entretanto, a variação da pressão de descarga aumenta simultaneamente a capacidade de refrigeração específica e o consumo de potência do compressor, afetando o desempenho global do sistema. Assim, existe uma relação na qual o efeito do aumento da capacidade de refrigeração específica predomina sobre o aumento do consumo de energia do compressor até uma determinada pressão ideal de descarga, correspondente à eficiência máxima do sistema. Conforme ilustrado na Figura 2.6 b), as isotermas apresentam comportamento quase plano acima do ponto crítico, resultando em maiores variações de entalpia. Assim, a diferença de entalpia na saída do resfriador de gases inicialmente aumenta e, em seguida, diminui à medida que a pressão de descarga se eleva. Nesse ponto, em que a isoterma assume inclinação praticamente vertical, o efeito do aumento no consumo de potência do compressor predomina sobre os ganhos de capacidade de refrigeração. Dessa forma, estabelece-se a existência de um coeficiente máximo de desempenho para o ciclo de refrigeração transcrito, associado a uma pressão ótima de descarga.

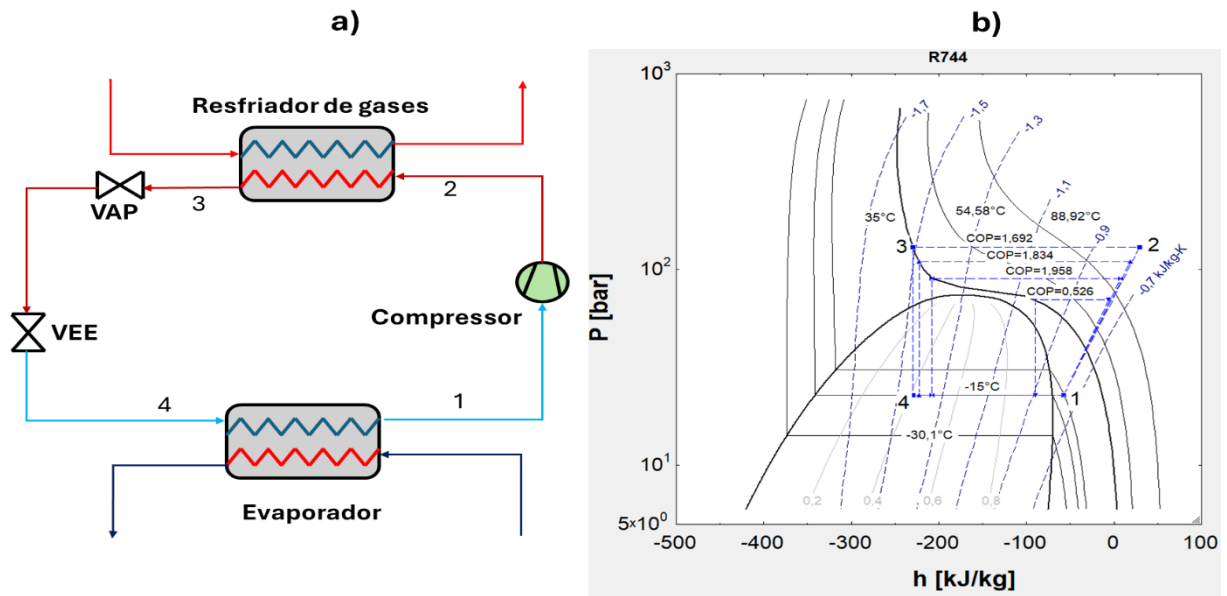


Figura 2.6 a) ciclo de refrigeração transcrito e b) diagrama P-h.

Na literatura, diversas correlações têm sido propostas para a determinação da pressão ótima no resfriador de gases em função da temperatura de saída desse componente. WANG, WENYI *et al.*, (2024) realizaram um estudo detalhado para determinar teoricamente a pressão de descarga ótima considerando temperaturas de evaporação de -10, -5, 0 e 5 °C e temperaturas de saída do resfriador de gases de 25, 29, 33 e 37 °C. Os autores demonstraram que, em condições subcríticas, a pressão ótima de descarga corresponde à pressão de condensação na temperatura de saturação do resfriador de gases. Na Figura 2.7 é apresentado o número de publicações relacionadas ao ciclo de refrigeração transcrito, evidenciando-se, no estado da arte, o crescente interesse nos últimos anos em explorar as potencialidades desse sistema.

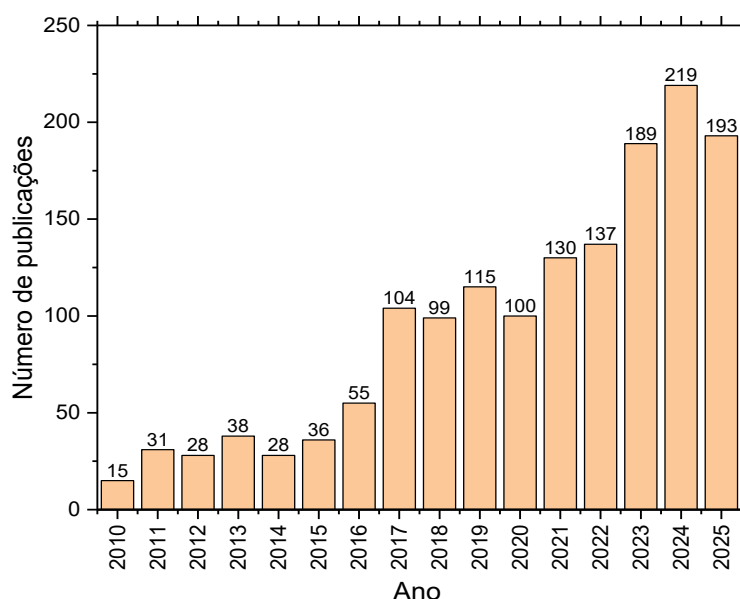


Figura 2.7 Número de publicações referentes ao ciclo de refrigeração transcrito segundo os dados da Science Direct.

Devido à característica intrínseca do CO₂ de operar com pressões significativamente mais elevadas em comparação aos fluidos refrigerantes convencionais, diversos trabalhos na literatura têm ganhado destaque nos últimos anos, com o objetivo de aprimorar a eficiência do sistema, favorecidos pelo desenvolvimento de materiais que possibilitam a utilização desse fluido de forma segura. Os avanços tecnológicos também têm modernizado os sistemas de controle, permitindo que os compressores operem de maneira mais eficiente por meio de inversores de frequência, controle de capacidade com válvulas solenóides, além da aplicação de compressores BLDC e de novos modelos de compressores. Paralelamente, os trocadores de calor têm se tornado cada vez mais compactos, aliados à adoção do controle de condensação flutuante (no caso de trocadores resfriados a ar), que modula a velocidade do ventilador em condições de temperaturas noturnas, reduzindo o consumo de potência desse dispositivo.

Na Figura 2.8 são apresentados os resultados da revisão bibliográfica realizada por YU et al., (2019), que sintetizam as principais tecnologias implementadas para aumentar a eficiência em ciclos de refrigeração transcíticos. Destaca-se que, em todas as arquiteturas propostas, foram avaliadas misturas de CO₂ com fluidos refrigerantes de baixo GWP, visando tanto aumentar a eficiência do ciclo, pela combinação das propriedades termodinâmicas dos refrigerantes, quanto reduzir as elevadas pressões características do ciclo de refrigeração transcítico.

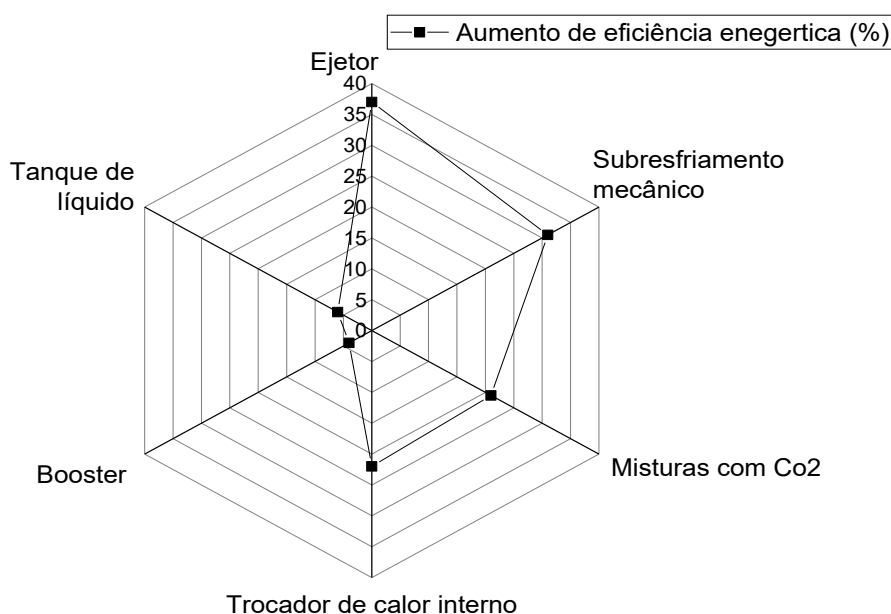


Figura 2.8 Resumo das melhorias de eficiência energética em sistemas de refrigeração transcrito. Adaptado de YU et al., (2019).

2.3 Arquiteturas utilizadas para aumentar a eficiência no ciclo transcrito

Nesta seção, não serão considerados os sistemas booster, dado que o foco desta pesquisa é a aplicação de supermercados que atendam a condição de alimentos resfriados, sendo a revisão biográfica realizada para sistemas que atendam para as aplicações de média temperatura. Desta forma, é apresentado um panorama geral das arquiteturas mais empregadas na literatura com o objetivo de aumentar a eficiência em ciclos de refrigeração transcritos. Nesse contexto, a implementação de trocadores de calor, bem como de sistemas de subresfriamento mecânicos e integrados, tem se mostrado uma estratégia eficaz para elevar a capacidade de refrigeração do sistema e, conseqüentemente, sua eficiência global. Além disso, ciclos transcritos com compressores paralelos, associados a sistemas avançados de controle, configuram-se como alternativas promissoras para o desenvolvimento de sistemas energeticamente mais eficientes.

2.3.1 trocador de calor interno

O ciclo de refrigeração transcrito é caracterizado por elevadas perdas no processo de expansão. Uma das estratégias para mitigar essas perdas consiste na utilização de um trocador de calor interno (*Internal Heat Exchanger – IHX*). Esse dispositivo promove a redução da temperatura na entrada do dispositivo de expansão, diminuindo a formação de vapor durante o processo de estrangulamento (*flash gas*) e ampliando a região bifásica no evaporador. Como consequência, ocorre o aumento da vazão mássica e, conseqüentemente, da capacidade de refrigeração do sistema.

Na Figura 2.9 é apresentado o ciclo de refrigeração que incorpora um trocador de calor interno, cuja função é promover o aumento do superaquecimento (6–1) e do subresfriamento (3–4). Dessa forma, assegura-se a presença de líquido na entrada do dispositivo de expansão e de vapor na sucção do compressor, resultando em maior capacidade de refrigeração do ciclo. Entretanto, embora o subresfriamento contribua para o aumento da capacidade de refrigeração específica, o incremento do superaquecimento eleva o trabalho específico de compressão, o que pode, a depender das condições de operação, melhorar ou comprometer a eficiência do sistema.

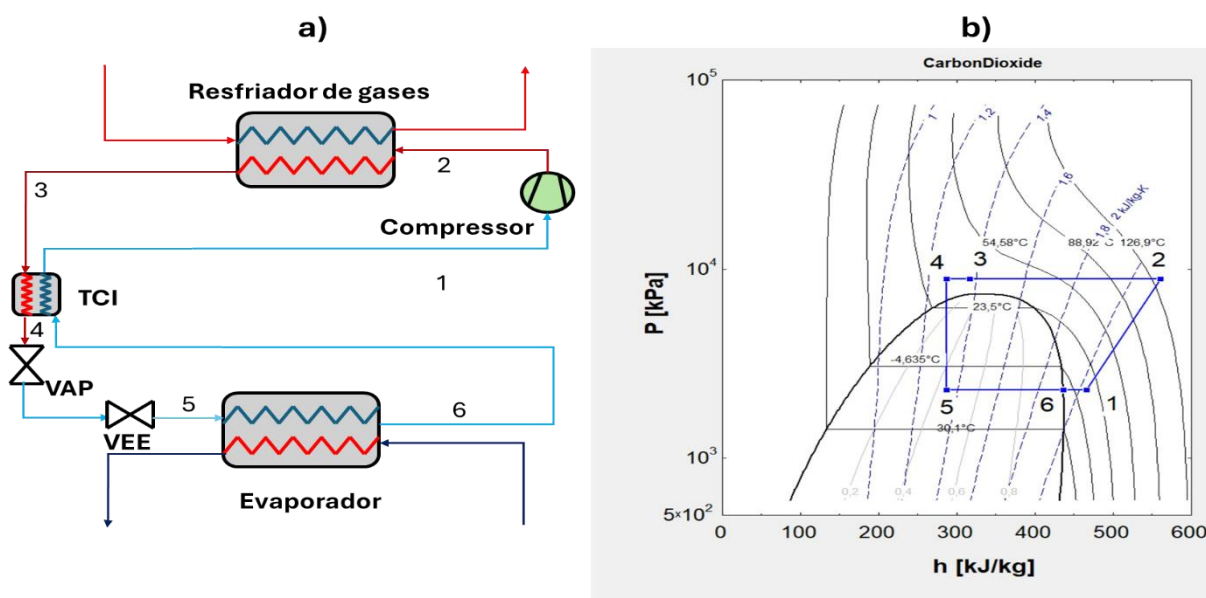


Figura 2.9 a) ciclo de refrigeração transcrito com trocador de calor interno. b) diagrama p-h.

LARRONDO-SANCHO; SÁNCHEZ; CABELLO, (2025) avaliaram experimentalmente quatro misturas em massa, compostas por 4 e 6% de R290 e R1270 combinados com CO₂ (96 e 94%, respectivamente), em um ciclo transcrito, considerando temperaturas de rejeição de

calor de 20, 27 e 34 °C e temperatura de evaporação de 0 °C. Os resultados indicaram que a mistura 4/96% de R1270/R744 apresentou o melhor desempenho, com aumento médio do COP de 8,6%, enquanto a mistura 6/94% de R290/R744 resultou em um incremento médio de 4,6%. Esse ganho de desempenho foi atribuído ao aumento da capacidade de refrigeração específica, característica intrínseca dos hidrocarbonetos. Adicionalmente, verificou-se que a utilização dessas misturas reduziu a pressão do sistema em até 6 bar.

SÁNCHEZ, D. *et al.*, (2024) avaliaram experimentalmente as misturas em massa de 19,3/80,7% de R32/R744, 55,4/44,6% de R1234yf/R744 e 7,6/92,4% de R1270/R744 em ciclos de refrigeração transcíticos, com e sem trocador de calor interno (TCI). Os resultados demonstraram que, embora a mistura com R32 apresentasse menor capacidade de refrigeração, foi a que proporcionou o maior incremento no COP do sistema, alcançando aumento de até 22,2%, associado à redução da pressão ótima em 16,2 bar. Na Figura 2.10 a) e b) são apresentados os valores do COP obtidos para as diferentes misturas analisadas, considerando os ciclos com e sem TCI. Destaca-se na Figura 2.10 b) o efeito positivo da implementação do TCI no aumento do desempenho do sistema.

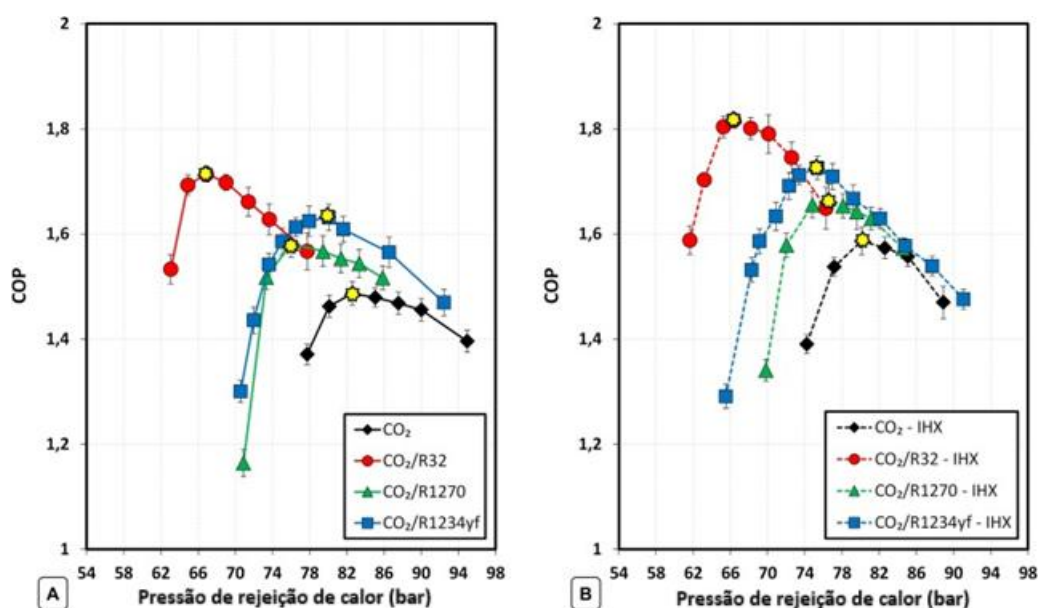


Figura 2.10 COP das misturas propostas para a) sem TCI e b) com TCI. Adaptado de SÁNCHEZ, D. *et al.*, (2024)

SÁNCHEZ, D. *et al.*, (2023) desenvolveram um modelo computacional para analisar teoricamente misturas binárias de CO₂ com refrigerantes de baixo GWP aplicadas a um refrigerador de exibição vertical. Os resultados indicaram que a mistura em massa de 22/78%

de R32/R744 apresentou o maior desempenho, com COP máximo de 1,944, enquanto a mistura de 20,5/79,5% de R41/R744 atingiu rendimento máximo de 1,828.

ILLÁN-GÓMEZ *et al.*, (2021) avaliaram experimentalmente um ciclo de refrigeração transcrito, com o objetivo de determinar a pressão ótima que maximiza o desempenho do sistema. Os autores destacaram que, quando se implementa um trocador de calor interno (TCI), a utilização da válvula de desvio de vapor para a sucção do compressor torna-se dispensável. Além disso, verificou-se que o efeito do superaquecimento, para valores de até 7 K, não exerce influência significativa sobre o COP do sistema.

Adicionalmente, os autores propuseram correlações relevantes para a determinação da pressão ótima do resfriador de gases em função da temperatura de descarga: a Eq. (2.2) é aplicada quando a temperatura de descarga é inferior a 140 °C, e a Eq. (2.3) quando a temperatura de descarga é superior a 140 °C. A temperatura de descarga, por sua vez, é estimada pela Eq. (2.1) que a relaciona com as temperaturas de saída do resfriador de gases, do evaporador e da sucção do compressor.

$$T_{desc} = 13,403 + 2,0657.T_{GC} - 2,3525.T_{Evap} + 0,86806.T_{Suc} \quad (2.1)$$

$$P_{GC} = 11,047 + 2,2756.T_{GC} + 0,047279.T_{Evap} - 0,20814.T_{Suc} \quad (2.2)$$

$$P_{GC} = 140,74 + 0,031555.T_{GC} + 2,7227.T_{Evap} - 1,0086.T_{Suc} \quad (2.3)$$

As correlações propostas pelos autores foram obtidas considerando condições de temperatura de evaporação entre 5 e 25 °C, valores de superaquecimento de 3 a 7 K e temperaturas de saída do resfriador de gases, para pressões de saída do resfriador de gases de até 140 bar.

WANG, ZHE; HAN; SUNDÉN, (2018) desenvolveram uma modelagem orientada a objetos considerando cenários com e sem controle de pressão do *gas cooler* no ciclo transcrito. Para o controle de pressão, foram utilizados um reservatório de pressão intermediário, válvulas de alta pressão, válvulas de expansão e válvulas de desvio. Os autores observaram que a adição da válvula de desvio, conforme ilustrado na Figura 2.11, pode reduzir o superaquecimento no compressor, devido à mistura do vapor saturado com o fluido superaquecido proveniente da saída do evaporador, o que pode diminuir o consumo de energia

do compressor. Entretanto, a capacidade de refrigeração do sistema é reduzida em função da derivação realizada pela válvula de *by-pass*.

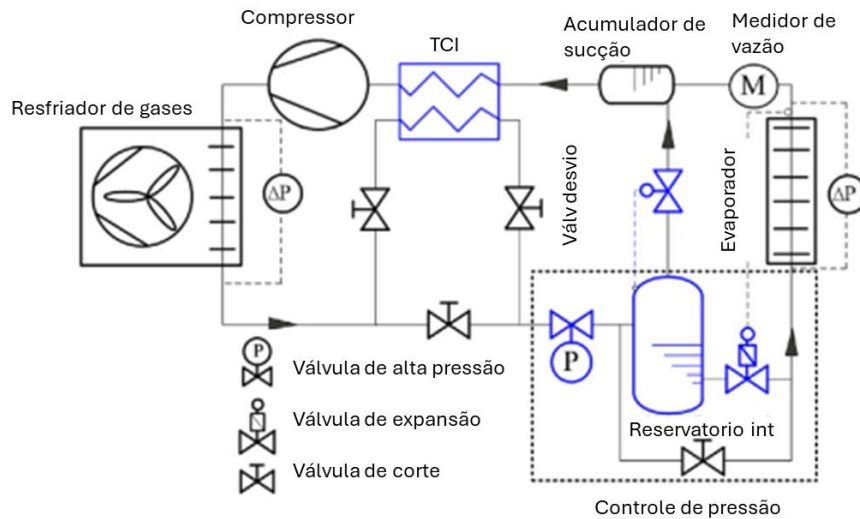


Figura 2.11 Controle de pressão no ciclo transcrito. Adaptado de WANG, ZHE; HAN; SUNDÉN, (2018).

Na Eq. (2.4) é apresentada a correlação proposta pelos autores para a determinação da pressão ótima do resfriador de gases, considerando temperaturas de saída do resfriador entre 32 e 42 °C, temperaturas de evaporação entre -10 e 10 °C e pressões de saída do resfriador de gases de até 110 bar.

$$P_{GC} = 0,2643.T_{GC} - 0,0089.T_{Evap} - 70,2554 \quad (2.4)$$

ZHANG, X. P. *et al.*, (2013) realizaram a modelagem termodinâmica de um ciclo transcrito operando com misturas em massa de R290. Na modelagem, variaram-se os valores de superaquecimento de 2 a 20 K para uma mistura contendo 5% de R290, considerando temperaturas de evaporação e de saída do resfriador de gases de 15,5 °C e 38 °C, respectivamente. Os resultados indicaram que o superaquecimento exerce efeito insignificante sobre a pressão do resfriador de gases, com aumento de apenas 1,12%. Além disso, os autores propuseram a correlação da Eq. (2.5), para determinar a pressão ótima para misturas em massa de 2 a 16% de R290, considerando temperaturas de saída do resfriador de gases entre 34 e 50 °C e temperaturas de evaporação de -15 a 22 °C.

$$P_{GC} = \frac{1,6895.T_{GC} + 0,0317.T_{Evap} + 3,0848}{-0,02951.T_{GC} + 0,026.T_{Evap} + 8,6151} \cdot x + \frac{0,5466.T_{GC} - 0,5513.T_{Evap} - 31,4781}{0,8446.T_{GC} - 0,5203.T_{Evap} - 50,3312} \quad (2.5)$$

TORRELLA *et al.*, (2011) avaliaram experimentalmente o ciclo de refrigeração transcrito com e sem trocador de calor interno, considerando temperaturas de evaporação de -15, -10 e -5 °C, temperaturas de saída do resfriador de gases de 31 e 34 °C, e uma faixa de pressões do resfriador de gases entre 74,5 e 105,9 bar. Os autores verificaram que a implementação do IHX aumenta a capacidade de refrigeração do sistema, sendo predominante o efeito do incremento na diferença de entalpia em relação à redução da vazão mássica do refrigerante, resultando em aumento do COP de até 12%. Adicionalmente, devido ao aumento do superaquecimento na sucção do compressor, observou-se que a temperatura de descarga pode incrementar em até 10 °C.

CABELLO *et al.*, (2008) avaliaram um ciclo de refrigeração transcrito com trocador de calor interno, considerando temperaturas de saída do resfriador de gases de 31, 33 e 40 °C e temperaturas de evaporação de 0, -10 e -18 °C, para uma faixa de pressões entre 74,4 e 104,7 bar. Os autores destacaram a importância de superestimar a pressão ótima em casos de ausência de controle preciso, uma vez que a redução do COP é menor em comparação à situação em que a pressão ótima é subestimada, na qual ocorre uma diminuição mais significativa do desempenho do sistema.

LIAO; ZHAO; JAKOBSEN, (2000) realizaram a modelagem do ciclo de refrigeração transcrito, a partir da qual obtiveram a Eq. (2.6). Esta correlação é aplicável para temperaturas de saída do resfriador de gases entre 31 e 43 °C e temperaturas de evaporação de -5 a 10 °C, considerando que a eficiência isentrópica do compressor seja mantida constante.

$$P_{GC} = (2,778 - 0,0157.T_{Evap}).T_{GC} + (0,381.T_{Evap} - 9,34) \quad (2.6)$$

Na Tabela 2-1, são resumidos os principais resultados obtidos em termos de COP máximo para ciclos de refrigeração transcritos com a implementação de trocador de calor interno, considerando aplicações de média temperatura.

Tabela 2-1 Resultados em termos de COP máximo para a arquitetura de trocador de calor interno.

Autores	Trabalho	Condições de operação	Resultados
Analísado			
LARRONDO-SANCHO; SÁNCHEZ; CABELLO, (2025)	E	$P_{GC}=60$ a 92,5 bar $T_{GC}=20$ a 34 °C	R1270/R744 (4/96%) $COP_{max} = 2,34$ $P_{GC,opt} = 62,15$ bar, $T_{GC} = 20$ °C
			R1270 (6%) $COP_{max} = 2,25$ $P_{GC,opt} = 61,02$ bar, $T_{GC} = 20$ °C
			R290/R744 (6/94%) $COP_{max} = 2,25$ $P_{GC,opt} = 60,62$ bar, $T_{GC} = 20$ °C
			R290 (4%) $COP_{max} = 2,15$ $P_{GC,opt} = 63$ bar, $T_{GC} = 20$ °C
SÁNCHEZ et al., (2024)	E	$P_{GC}=62$ a 94 bar $T_{Amb}=25$ °C	Com TCI R32/R744 (19,3/80,7 %) $COP_{max} = 1,82$ R124yf (12/88 %) $COP_{max} = 1,72$
			sem TCI R32 (19,3/80,7 %) $COP_{max} = 1,71$ R124yf (12/88 %) $COP_{max} = 1,63$
			R32/R744 (22/88%) $COP_{max} = 1,94$ $P_{GC,opt} = 62,04$ bar
			R41/R744 (20,5/79,5%) $COP_{max} = 1,83$ $P_{GC,opt} = 71,56$ bar
WANG, ZHE; HAN; SUNDÉN, (2018)	N	$T_{GC}=32$ a 42 °C $T_{Evap}=-10$ a 10 °C	$COP_{max} = 2,01$ $P_{GC,opt} = 87$ bar
			$COP_{max} = 2,45$ $P_{GC,opt} = 77,64$ bar, $T_{GC} = 31,3$ °C
CABELLO et al., (2008)	E	$P_{GC}=72$ a 107 bar $T_{GC}=31,3$ a 40 °C	$COP_{max} = 2,03$ $P_{GC,opt} = 82,1$ bar, $T_{GC} = 33,4$ °C
			$COP_{max} = 1,41$ $P_{GC,opt} = 97$ bar, $T_{GC} = 40$ °C
LIAO; ZHAO; JAKOBSEN, (2000)	T	$P_{GC}=75$ a 110 bar $T_{GC}=32$ a 40 °C $T_{Evap}=-5$ a 10 °C	$COP_{max} = 4,94$ $P_{GC,opt} = 78,11$ bar, $T_{GC} = 32$ °C
			$COP_{max} = 3,64$ $P_{GC,opt} = 87,54$ bar, $T_{GC} = 36$ °C
			$COP_{max} = 2,82$ $P_{GC,opt} = 96,15$ bar, $T_{GC} = 40$ °C

Legenda:	T_{GC}: Temperatura do <i>gás cooler</i>
T: Teórico	P_{GC,opt}: Pressão do <i>gás cooler</i> ótima
E: Experimental	P_{GC}: Pressão do <i>gás cooler</i>
N: Numérico	TCI: trocador de calor interno
T_{amb}: Temperatura ambiente	
T_{Evap}: Temperatura evaporação	

2.3.2 *subresfriamento mecânico e subresfriador termoeletrico*

O sub-resfriamento mecânico constitui um método eficaz para melhorar o desempenho do ciclo de refrigeração transcrito, especialmente em aplicações sujeitas a temperaturas ambientes superiores a 25 °C. Esse processo reduz de forma significativa a temperatura do CO₂ antes de sua entrada no dispositivo de expansão, promovendo o sub-resfriamento no sistema e, consequentemente, aumentando a capacidade de refrigeração e a eficiência do ciclo transcrito. Além disso, contribui para a redução da pressão no resfriador de gases, o que pode diminuir o consumo de energia do compressor. Nesse arranjo, utiliza-se um trocador de calor que desempenha simultaneamente a função de evaporador no ciclo auxiliar de refrigeração e de sub-resfriador no ciclo com CO₂. Um aspecto fundamental no dimensionamento do ciclo auxiliar é a seleção do fluido refrigerante, que deve apresentar baixo GWP e permitir a obtenção de maiores valores de sub-resfriamento no ciclo transcrito. Entretanto, a incorporação de um ciclo de refrigeração auxiliar para o resfriamento do CO₂ implica aumento no consumo global de energia do sistema.

Com o aumento das aplicações das células Peltier, módulos termoeletricos têm sido incorporados em sistemas de refrigeração transcritos, com a finalidade de sub-resfriar o refrigerante na saída do resfriador. Essa alternativa vem sendo explorada em virtude do menor consumo de energia quando comparada a um ciclo auxiliar de sub-resfriamento mecânico. Contudo, a tensão aplicada aos módulos termoeletricos deve ser cuidadosamente otimizada, uma vez que o efeito Joule gerado em seu interior desempenha papel determinante no desempenho do resfriador termoeletrico.

Na Figura 2.12 a) é apresentado o ciclo de refrigeração com sub-resfriamento mecânico, o qual pode ter o ciclo de refrigeração auxiliar substituído por um módulo termoeletrico que desempenha a mesma função. É importante destacar que esse tipo de configuração, em que um componente auxiliar atua fora do circuito principal, é denominado na literatura como sistema de sub-resfriamento dedicado. Na Figura 2.12 b) encontra-se ilustrado o diagrama p-h do ciclo: inicialmente, o vapor saturado é aspirado pelo compressor (1) e, em seguida, comprimido a alta

pressão e temperatura (2). O fluido refrigerante ingressa no resfriador de gases, onde troca calor com o ambiente ou com um fluido secundário, sendo resfriado (3). Posteriormente, o CO₂ é sub-resfriado por meio de um circuito auxiliar ou por um módulo termoeletrico, a fim de garantir a presença de líquido na válvula de alta pressão (4). Essa válvula, além de controlar a pressão do resfriador de gases, realiza o primeiro estrangulamento do fluido (5), sendo necessário um separador de fases para assegurar líquido saturado na válvula de expansão (6). Na sequência, o fluido sofre nova expansão, reduzindo sua pressão e temperatura (7), evaporando posteriormente e retornando, por fim, à sucção do compressor

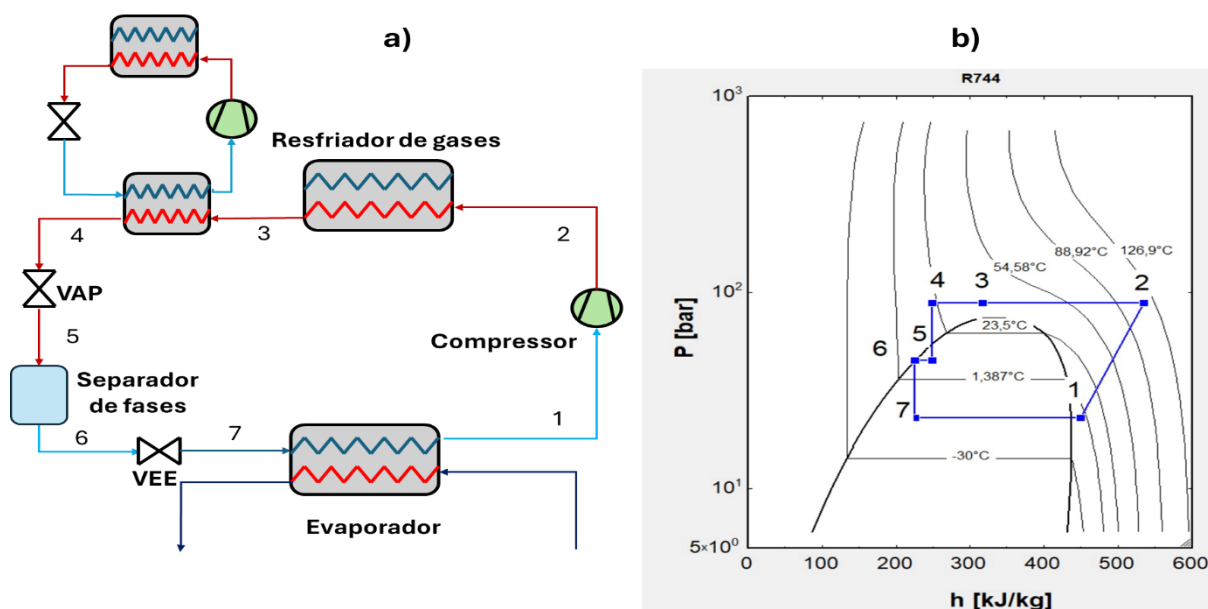


Figura 2.12 a) Ciclo de refrigeração com subresfriamento mecânico. b) diagrama do ciclo de refrigeração.

ZHENG, ZEYE; LV; *et al.*, (2025) modelaram termodinamicamente o ciclo de refrigeração, utilizando o R152a como fluido refrigerante no ciclo auxiliar. Os autores constataram um COP máximo de 1,8, associado a uma pressão ótima de 93 bar, para as condições de temperatura de evaporação e de saída do resfriador de gases de -15 e 40 °C, respectivamente, com um sub-resfriamento em torno de 26 K.

ZHENG, ZEYE; YANG; *et al.*, (2025) modelaram termodinamicamente o ciclo de refrigeração transcrito, comparando a configuração com sub-resfriamento mecânico em relação ao ciclo convencional. Os autores verificaram um aumento no COP entre 28,6 e 48,9% à medida que a temperatura de saída do resfriador de gases variou de 31 a 45 °C, para uma condição de temperatura de evaporação de -15 °C. Constatou-se, ainda, que no ciclo com sub-

resfriamento mecânico a tendência de redução do COP ocorre em menor proporção quando comparado ao ciclo convencional.

Nebot-Andrés, Del Duca, et al., (2022) modelaram o ciclo de refrigeração transcrito empregando um dispositivo de refrigeração magnética para sub-resfriar o fluido na saída do resfriador de gases. O dispositivo magnetocalórico aquece quando submetido a um campo magnético externo e resfria após a remoção desse campo. O sub-resfriador magnético foi modelado a partir de dados experimentais por meio de uma rede neural, sendo constatado que o dispositivo pode proporcionar um aumento de até 9 K no sub-resfriamento, alcançando um COP de 2,1 para temperaturas de evaporação e ambiente de -15 e 25 °C, respectivamente.

Casi, Aranguren, Araiz, Sanchez, et al., (2022) compararam experimentalmente os efeitos do trocador de calor interno e do sub-resfriador termoelétrico em um ciclo de refrigeração transcrito. Os autores constataram que a implementação do sub-resfriador termoelétrico constitui uma solução mais simples e flexível para aumentar o sub-resfriamento no sistema, uma vez que permite o controle proporcional do sub-resfriamento em função da tensão aplicada nos módulos. Ademais, em condições de verão, a instalação frigorífica não necessitaria ser superdimensionada, bastando apenas o ajuste da tensão nos módulos termoelétricos para atender à demanda de capacidade de refrigeração. Na análise dos resultados, observou-se que o sub-resfriador termoelétrico proporcionou aumentos no desempenho do sistema de 2,5 %, 3,7 % e 2,3 %, enquanto a capacidade de refrigeração foi incrementada em 8,8 %, 10 % e 9,3 %, para temperaturas ambientes de 25, 30 e 35 °C, respectivamente.

Aranguren et al., (2021) realizaram um estudo experimental para avaliar o efeito do sub-resfriador termoelétrico em um ciclo de refrigeração transcrito. Na saída do resfriador de gases, foram instalados quatro módulos termoelétricos na parte superior e quatro na parte inferior da tubulação, com o objetivo de ampliar a área de contato, além da utilização de ventiladores no lado quente para maximizar o desempenho do sub-resfriador. Os autores constataram que, para tensões aplicadas acima de 4 V nos módulos termoelétricos, ocorre degradação do desempenho do ciclo, sendo identificada uma tensão ótima de 2 V para as células Peltier. Nessa condição, obteve-se um incremento de 9,9 % no COP, para uma temperatura ambiente de 30 °C, temperatura de evaporação de -10 °C e pressão no resfriador de gases de 83,3 bar. Adicionalmente, verificou-se que a implementação do sub-resfriador termoelétrico em sistemas de pequeno porte contribui para o aumento da capacidade de refrigeração durante processos de *pull-down*.

DAI *et al.*, (2018) realizaram um estudo numérico para avaliar diferentes misturas zeotrópicas de R32 com refrigerantes de baixo GWP aplicadas ao ciclo de sub-resfriamento mecânico. Para isso, analisaram o *temperature glide* das misturas propostas, em uma condição fixa de temperatura de evaporação, a fim de determinar a fração mássica de R32 a ser utilizada em cada caso. Nos resultados, os autores observaram que a mistura com frações mássicas de 40/60 % de R32/R152a apresentou um COP máximo de 2,30, enquanto a mistura de R32/R600a, na proporção 50/50 %, alcançou um COP máximo de 2,29, para as condições de temperatura de evaporação e de saída do resfriador de gases de -5 e 35 °C, respectivamente.

LLOPIS *et al.*, (2015) desenvolveram modelos simplificados para representar o ciclo transcrito e o sub-resfriador mecânico, utilizando o R290 como fluido refrigerante, considerando temperaturas de evaporação de -30 , -5 e -10 °C, bem como temperaturas ambientes entre 20 e 35 °C. Os autores constataram que a introdução do sub-resfriamento no sistema suaviza a redução do COP para pressões abaixo da pressão ótima. Além disso, verificou-se um comportamento mais acentuado do COP para menores valores de sub-resfriamento, conforme ilustrado na Figura 2.13. No que se refere ao consumo energético, observou-se que a demanda do compressor auxiliar aumenta significativamente em condições de operação abaixo da pressão ótima, o que implicaria na necessidade de superdimensionamento do sistema de sub-resfriamento mecânico, tornando sua aplicação inviável em tais cenários.

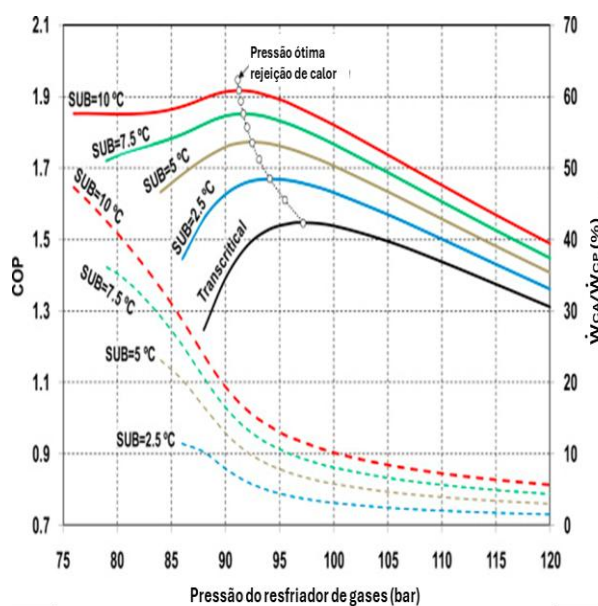


Figura 2.13 Linha contínua representa o COP (eixo esquerdo), enquanto a linha tracejada representa a razão no consumo de energia (eixo direito). Adaptado de LLOPIS *et al.*, (2015).

Na Tabela 2-2 são apresentados os principais resultados encontrados no estado da arte sobre sistemas de sub-resfriamento mecânico dedicados, aplicados em ciclos de refrigeração transcrito para aplicações de média temperatura.

Tabela 2-2 resultados em termos de COP máximo para a arquitetura de subresfriamento mecânico dedicado, termoelétrico ou magneto calórica.

Autores	Trabalho	Condições de operação	Resultados
Analisado			
ZHENG, ZEYE; YANG; et al., (2025)	T	$T_{GC} = 31 \text{ a } 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_{Evap} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$COP_{max} = 2,39$ $T_{Evap} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{GC} = 31 \text{ }^{\circ}\text{C}$
CASI et al., (2022)	E	$P_{GC}=70 \text{ a } 94 \text{ bar}$ $T_{amb}=25 \text{ a } 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$	ST $COP_{max} = 2,03$ $P_{GC,opt} = 71 \text{ bar}$, $T_{Amb} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$
			$COP_{max} = 1,67$ $P_{GC,opt} = 79 \text{ bar}$, $T_{Amb} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$
			$COP_{max} = 1,32$ $P_{GC,opt} = 88 \text{ bar}$, $T_{Amb} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$
NEBOT-ANDRÉS; DEL DUCA; et al., (2022)	N	$P_{GC}=75 \text{ a } 95 \text{ bar}$ $T_{amb}=25 \text{ a } 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$	SMC $COP_{max} = 2,11$ $P_{GC,opt} = 73,9 \text{ bar}$, $T_{Amb} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$
			$COP_{max} = 1,67$ $P_{GC,opt} = 77,8 \text{ bar}$, $T_{Amb} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$
			$COP_{max} = 1,27$ $P_{GC,opt} = 88,2 \text{ bar}$, $T_{Amb} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$
NEBOT-ANDRÉS; CALLEJA-ANTA; SÁNCHEZ; et al., (2022)	E	$P_{GC}=75 \text{ a } 100 \text{ bar}$	$COP_{max} = 2,20$ $T_{Ent,agua} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$
			$COP_{max} = 1,92$ $T_{Ent,agua} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$
			$COP_{max} = 1,69$ $T_{Ent,agua} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$
DAI et al., (2018)	N	$T_{GC} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_{Evap} = -5 \text{ }^{\circ}\text{C}$	SM R32/R152a (40/60%) $COP_{max} = 2,30$
			R32/R600a (50/50%) $COP_{max} = 2,29$

Legenda:

T: Teórico

E: Experimental

N: Numérico

T_{amb}: Temperatura ambiente

T_{Evap}: Temperatura evaporação

SM: subresfriamento mecânico

T_{GC}: Temperatura do gás cooler

P_{GC,opt}: Pressão do gás cooler ótima

P_{GC}: Pressão do gás cooler

TCI: trocador de calor interno

ST: subresfriamento termoelétrico

SMC: subresfriamento magneto calórico

2.3.3 subresfriamento mecânico integrado

O sistema de sub-resfriamento mecânico integrado é uma arquitetura que permite ao CO₂ operar com elevados níveis de eficiência em aplicações submetidas a altas temperaturas ambientais. Na Figura 2.14 a) é ilustrado o ciclo transcrito com sub-resfriamento mecânico integrado. Conforme observado no diagrama P-h da Figura 2.14 b), uma fração do fluxo de CO₂ é extraída do ciclo principal, expandida (8) e direcionada ao sub-resfriador (9), para posteriormente ser comprimida pelo compressor auxiliar (10) e reinjetada no ciclo principal, promovendo o efeito de desuperaquecimento do fluido na entrada do resfriador de gases (11) com a mistura dos fluxos provenientes do compressor principal e auxiliar.

A vantagem dessa configuração é que apenas o fluxo de CO₂ destinado ao evaporador é sub-resfriado, permitindo a utilização de um subcooler de menor porte. A otimização do sistema é realizada por meio do ajuste da abertura da válvula de alta pressão e da velocidade do compressor auxiliar, visando aumentar o sub-resfriamento. Apesar de o sub-resfriamento mecânico integrado proporcionar melhoria no desempenho do ciclo de refrigeração, essa arquitetura implica maior custo inicial, maior complexidade no controle do sistema e aumento no número de componentes sujeitos à manutenção, sendo, portanto, mais adequada para instalações de maior porte.

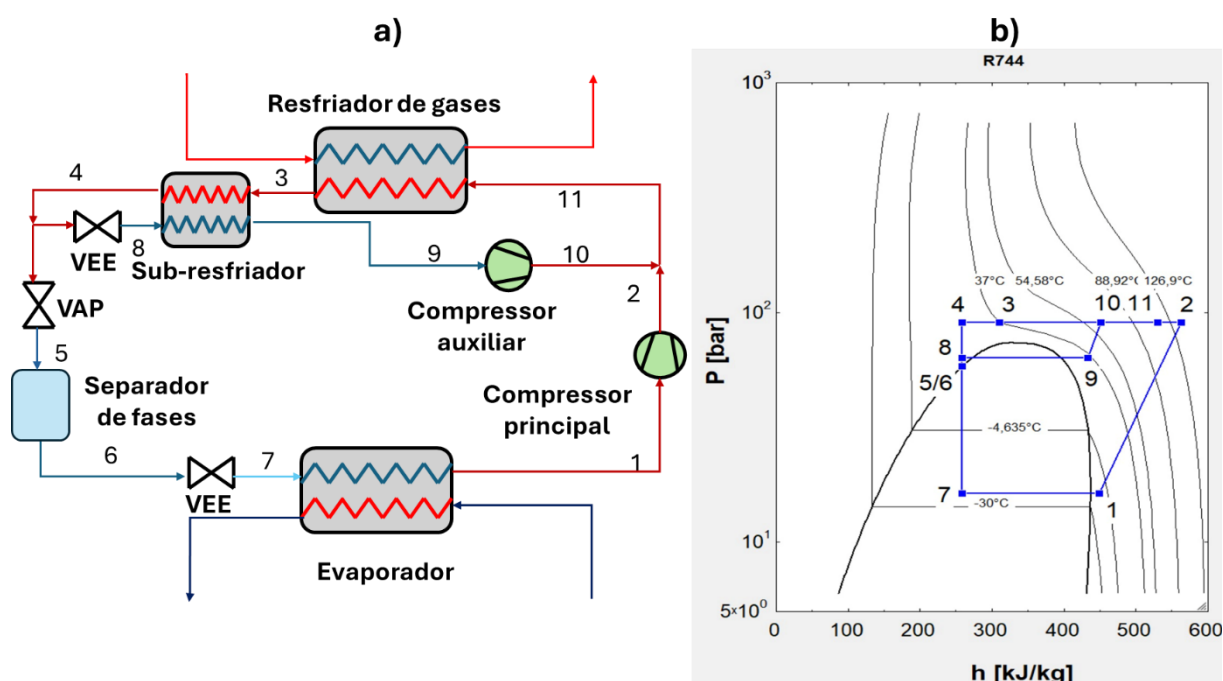


Figura 2.14 a) ciclo de refrigeração com subresfriamento mecânico integrado e b) diagrama p-h

MARTÍNEZ-ÁNGELES et al., (2024) avaliaram experimentalmente o ciclo transcrito com CO₂, utilizando misturas mássicas de 5 e 10 % de R152a. Os testes foram realizados para temperaturas de rejeição de calor entre 20 e 40 °C, considerando uma temperatura de entrada do evaporador de 2,5 °C no lado do fluido secundário. Durante os experimentos, o compressor principal operou sempre na velocidade nominal, enquanto o compressor auxiliar teve sua frequência variada de 20 a 40 Hz para controlar o sub-resfriamento no sistema, obtendo-se valores de até 24 K para concentrações de 10 % de R152a. Os autores verificaram que, para a mistura com 5 % de R152a, o COP aumentou em até 3,6 % em comparação ao ciclo operando com CO₂ puro, efeito que se perdeu quando a concentração de R152a foi elevada para 10 %. Embora a capacidade de refrigeração tenha sido reduzida nas misturas propostas em relação ao CO₂ puro, devido à diminuição da capacidade de resfriamento volumétrica, o consumo de energia também foi reduzido, resultando em um leve aumento da eficiência energética do sistema.

NEBOT-ANDRÉS; CALLEJA-ANTA; SÁNCHEZ; *et al.*, (2022) compararam experimentalmente os efeitos de um sistema de subresfriamento mecânico e de um sistema integrado, utilizando como referência um sistema de compressão paralela. Os testes foram realizados para temperaturas de rejeição de calor de 25, 30 e 35 °C, considerando uma temperatura de entrada no evaporador de 3,8 °C no lado do circuito secundário, e valores de superaquecimento e subresfriamento de 10 e 5 K, respectivamente. Para os sistemas de compressor paralelo e integrado, foi utilizado o mesmo compressor auxiliar, com capacidade equivalente a 30 % do compressor principal, sendo sua velocidade variada para obter valores ideais de subresfriamento e pressões intermediárias.

Na análise dos resultados, o sistema com subresfriamento mecânico apresentou incrementos na eficiência de 7,8 %, 13,7 % e 17,5 % para temperaturas de saída do resfriador de gases de 25, 30 e 35 °C, respectivamente. Já o sistema com subresfriamento mecânico integrado mostrou melhorias de 4,1 %, 7,2 % e 9,5 % para a mesma faixa de temperaturas. Ao comparar os dois ciclos, verificou-se que o compressor principal apresentou consumo de energia praticamente idêntico em ambos os casos, enquanto o compressor auxiliar do sistema de subresfriamento mecânico apresentou redução no consumo de energia de 38,9 % em relação ao compressor auxiliar utilizado no ciclo integrado. Este fator é o principal responsável pelo melhor desempenho global do sistema com subresfriamento mecânico.

NEBOT-ANDRÉS; CALLEJA-ANTA; FOSSI; *et al.*, (2022) avaliaram experimentalmente o ciclo de refrigeração propondo diferentes arquiteturas para um sistema de

subresfriamento mecânico integrado, conforme ilustrado na Figura 2.15. Foram considerados três pontos de extração: na saída do resfriador de gases (A), na saída do subresfriador (B) e a extração de líquido saturado na saída do tanque (C). Os testes na bancada experimental foram realizados para temperaturas de rejeição de calor de 25, 30 e 35 °C, considerando uma temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador de 3,8 °C.

Os autores destacaram limitações físicas do sistema: o CO₂ só pode ser subresfriado quando se encontra na região transcrítica, uma vez que abaixo do ponto crítico o R744 condensa. Constatou-se que, mesmo com o aumento da velocidade do compressor auxiliar, o subresfriamento não se eleva significativamente, permanecendo em torno de 2 K. Além disso, verificou-se que, para pressões fora do intervalo ótimo, o subresfriamento não apresenta variação relevante, mesmo com aumento da rotação do compressor, sendo necessário elevar levemente a pressão para atingir o subresfriamento desejado.

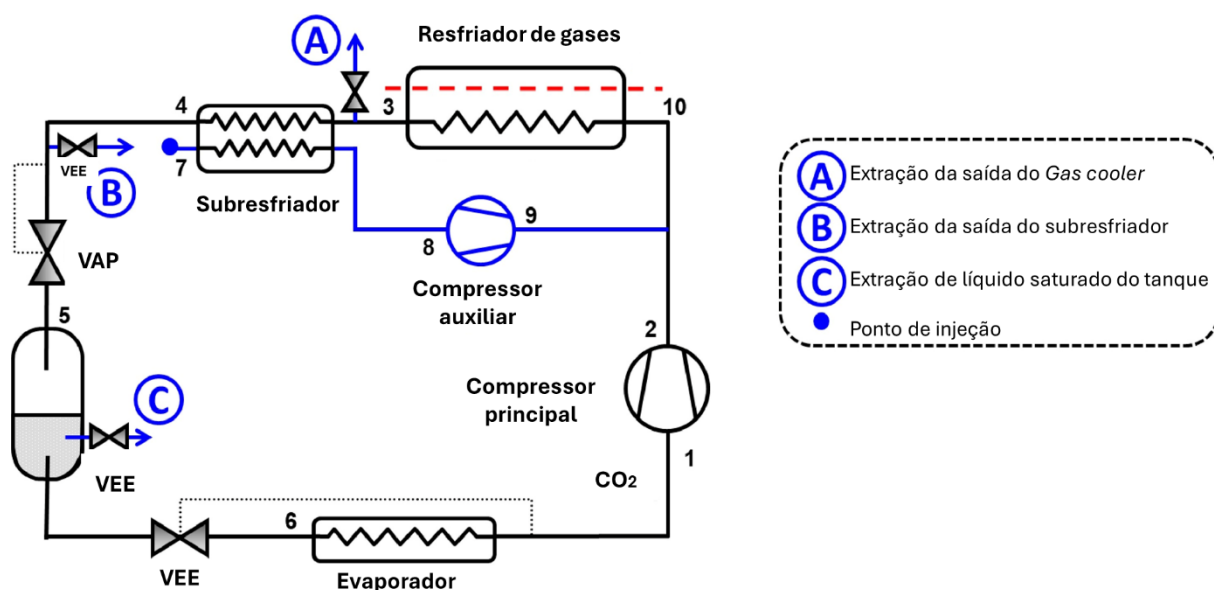


Figura 2.15 Diferentes arquiteturas propostas pelos autores em um subresfriador mecânico integrado. Adaptado de NEBOT-ANDRÉS; CALLEJA-ANTA; FOSSI; et al., (2022).

Em relação às configurações apresentadas pelos autores, constatou-se que o COP é praticamente equivalente, uma vez que as diferenças observadas estão dentro da faixa de incerteza de medição. Por outro lado, para cada configuração, verificou-se que a pressão ótima é similar, permanecendo dentro da faixa de incerteza para as três condições analisadas. Dessa forma, pode-se concluir que a pressão ótima do sistema é independente do ponto de extração do subresfriamento.

NEBOT-ANDRÉS *et al.*, (2020) avaliaram experimentalmente o ciclo de refrigeração transcrito para temperaturas de entrada do fluido secundário no evaporador de $-1,3, 3,8$ e $10,1$ °C, e temperaturas de saída do resfriador de gases de $25, 30$ e 35 °C, obtendo valores de subresfriamento de até 21 K para os menores valores de temperatura no evaporador. Além disso, os autores propuseram a correlação da Eq. (2.7) para determinação da pressão ótima de rejeição de calor, enquanto a Eq. (2.8) foi utilizada para estimar o subresfriamento no sistema.

$$P_{GC} = 126,5 + 0,285.T_{Evap} - 4,537.T_{GC} - 0,01374.T_{Evap}.T_{GC} + 0,09409.T_{GC}^2 \quad (2.7)$$

$$SUB = 9,682 - 0,9938.T_{Evap} - 0,1226.T_{GC} \quad (2.8)$$

Na Tabela 2-3 são sumarizados os principais resultados na literatura sobre sistemas de subresfriamento mecânico dedicado em sistemas de refrigeração transcritos, para a aplicação de média temperatura.

Tabela 2-3 Resultados em termos de COP máximo para a arquitetura de subresfriamento mecânico integrado.

Autores	Trabalho Analisado	Condições de operação	Resultados
MARTÍNEZ-ÁNGELES et al., (2024)	E	sub=5 a 25 K $T_{GC}=20$ a 40 °C	R152a/R744 (5/95 %) $COP_{max} = 2,34$ $T_{Ent,agua} = 19,8$ °C
			R152a/R744 (10/90 %) $COP_{max} = 2,34$ $T_{Ent,agua} = 19,8$ °C
NEBOT-ANDRÉS; CALLEJA-ANTA; SÁNCHEZ; et al., (2022)	E	$P_{GC}=75$ a 100 bar	$COP_{max} = 2,13$ $T_{Ent,agua} = 25$ °C
			$COP_{max} = 1,81$ $T_{Ent,agua} = 30$ °C
NEBOT-ANDRÉS; CALLEJA-ANTA; FOSSI; et al., (2022)	E	$P_{GC}=80$ a 95 bar sub=2 a 25 K	$COP_{max} = 1,57$ $T_{Ent,agua} = 35$ °C
			$COP_{max} = 2,15$ $T_{Ent,agua} = 25$ °C
			$COP_{max} = 1,84$ $T_{Ent,agua} = 30$ °C
			$COP_{max} = 1,58$

			$T_{\text{Ent,agua}} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$
			$\text{COP}_{\text{max}} = 2,53$
			$T_{\text{Ent,glicol}} = -1,3\text{ }^{\circ}\text{C}$
NEBOT-ANDRÉS et al., (2020)	E	$P_{\text{GC}}=75\text{ a }90\text{ bar}$ $T_{\text{Ent,agua}} = 25\text{ a }35\text{ }^{\circ}\text{C}$ sub=2 a 13 K	$\text{COP}_{\text{max}} = 2,18$
			$T_{\text{Ent,glicol}} = 3,8\text{ }^{\circ}\text{C}$
			$\text{COP}_{\text{max}} = 1,91$
			$T_{\text{Ent,glicol}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Legenda:**E:** Experimental**T_{GC}:** Temperatura do *gás cooler***P_{GC}:** Pressão do *gás cooler***Sub:** subresfriamento**T_{Ent,agua}:** Temperatura de entrada de água resfriador de gases**T_{Ent,glicol}:** Temperatura de entrada de glicol no evaporador

2.3.4 compressão paralela

Os sistemas de compressão paralela têm se consolidado nos últimos anos como uma alternativa viável para aumentar o rendimento de ciclos de refrigeração transcíticos em aplicações de climas quentes, reduzindo a temperatura de descarga do compressor. O compressor auxiliar tem a função de reduzir as perdas por estrangulamento, removendo o vapor gerado no vaso, aumentando a capacidade específica de refrigeração, garantindo a presença de líquido subresfriado no dispositivo de expansão e, conseqüentemente, melhorando a eficiência energética do ciclo.

O sistema de compressão paralela é constatado na Figura 2.16 a), enquanto na Figura 2.16 b) é mostrado o diagrama P-h do sistema, no qual o ciclo auxiliar extrai vapor do tanque de líquido (8), comprime-o através do compressor paralelo e o injeta novamente no ciclo principal (9), promovendo o efeito de desuperaquecimento do fluido na entrada do resfriador de gases (3). Contudo, esse tipo de sistema apresenta desafios relacionados a um custo inicial mais elevado, maior complexidade nos sistemas de controle e um número maior de componentes sujeitos a manutenção.

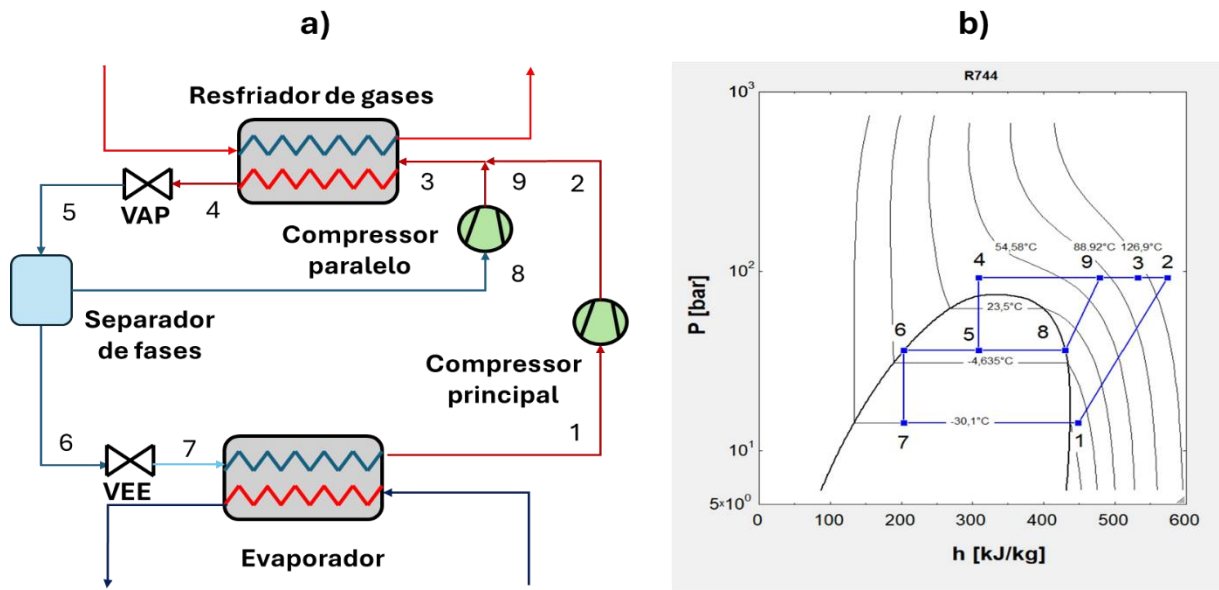


Figura 2.16 a) ciclo de refrigeração transcrito de compressão paralela e b) diagrama P-h.

MARTÍNEZ-ÁNGELES *et al.*, (2023) avaliaram teoricamente misturas de CO₂ com refrigerantes de baixo GWP, considerando uma temperatura de evaporação de -10°C e temperaturas ambientes variando entre 10 e 40°C . Os autores constataram que a arquitetura de compressão paralela apresentou maiores valores de desempenho em comparação ao sistema equipado com trocador de calor interno. Além disso, a mistura mássica de 5 % de R1233zd(E) com 95 % de R744 apresentou os melhores resultados de desempenho no sistema, enquanto a mistura de 10 % de R1234ze(E) com 90 % de R744 apresentou o menor desempenho no ciclo de compressão paralela.

NEBOT-ANDRÉS *et al.*, (2022) compararam experimentalmente os sistemas de subresfriamento mecânico dedicado e integrado com o ciclo de compressão paralela. Para todos os níveis de rejeição de calor, o sistema de compressão paralela mostrou-se o menos eficiente, apresentando maiores pressões no resfriador de gases. A arquitetura que apresentou maior desempenho foi o ciclo de refrigeração com subresfriamento dedicado, com incrementos de 7,8 %, 13,7 % e 17,5 % para temperaturas de saída do resfriador de gases de 25, 30,4 e $35,1^{\circ}\text{C}$, respectivamente. A configuração com subresfriamento integrado apresentou aumentos de 4,1 %, 7,2 % e 9,5 % para as mesmas condições. Embora o sistema de compressão paralela tenha apresentado maior capacidade de refrigeração, esta arquitetura apresentou consumo energético superior em comparação aos sistemas de subresfriamento mecânico, resultando em menor COP.

NEBOT-ANDRÉS *et al.*, (2021) determinaram experimentalmente as pressões ótimas intermediárias e do resfriador de gases no ciclo transcrito, com o objetivo de maximizar o

COP do sistema, para diferentes velocidades do compressor paralelo. Na análise dos resultados, os autores destacaram a importância de otimizar as pressões intermediárias, uma vez que pressões mais baixas aumentam a capacidade de refrigeração do sistema, mas elevam a taxa de compressão do compressor paralelo. Nas limitações da bancada experimental, constatou-se que, para cada temperatura de saída do resfriador de gases e temperatura de evaporação, existe um limite inferior no qual a pressão do gas cooler não pode ser reduzida, atribuído à situação em que a válvula de pressão está totalmente aberta, impossibilitando a transferência de toda a vazão proveniente do resfriador de gases, o que impede a redução da pressão na linha de descarga.

Com base nesses resultados, os autores propuseram as correlações apresentadas nas Eq.s (2.9) e (2.10) que determinam as pressões intermediária e de saída do resfriador de gases ótimas para maximizar a eficiência do sistema. Nessas equações, R representa a relação entre a vazão do compressor paralelo e a vazão do resfriador de gases. As correlações são aplicáveis para temperaturas de saída do resfriador de gases entre 27,5 e 37,5 °C e temperaturas de evaporação entre -15 e -5 °C.

$$P_{Int} = -74,87 + 7,175 \cdot R \cdot T_{GC} + 0,7716 \cdot R \cdot T_{Evap} - 0,0962 \cdot R \cdot T_{GC}^2 - 0,0027 \cdot R \cdot T_{Evap} \cdot T_{GC} \quad (2.9)$$

$$P_{GC} = 101,3 - 3,064 \cdot R \cdot T_{GC} - 1,1 \cdot R \cdot T_{Evap} + 0,0762 \cdot R \cdot T_{GC}^2 + 0,0392 \cdot R \cdot T_{Evap} \cdot T_{GC} \quad (2.10)$$

CHESI *et al.*, (2014) destacaram as principais diferenças entre o ciclo ideal, obtido na análise termodinâmica, e o ciclo real, baseado em dados experimentais de bancada, evidenciando os seguintes aspectos:

- No modelo teórico, a separação de fases no separador é considerada completa; entretanto, no sistema real, um dimensionamento inadequado do separador para determinadas condições operacionais pode causar redução do desempenho do sistema.
- As quedas de pressão ao longo do sistema, presentes nos componentes reais, variam conforme as condições de operação e impactam negativamente o desempenho do ciclo.
- Nos modelos teóricos, assume-se que o superaquecimento é constante (medido na saída do evaporador); no ciclo real, devido à troca de calor entre a linha de sucção e o ambiente, o superaquecimento aumenta, provocando uma redução no COP do sistema.

Na Tabela 2-4 são apresentados os principais resultados reportados na literatura acerca de sistemas de refrigeração com compressão paralela aplicados a ciclos transcíticos, com foco em aplicações de média temperatura.

Tabela 2-4 Resultados em termos de COP máximo para a arquitetura de compressão paralela.

Autores	Trabalho	Condições de operação	Resultados
Analizado			
MARTÍNEZ-ÁNGELES et al., (2023)	T	$T_{\text{Evap}} = -10\text{ °C}$ $T_{\text{Amb}} = 10\text{ a } 40\text{ °C}$	R1233zd(E)/R744 (5/95 %) $\text{COP}_{\text{max}} = 3,06$ $T_{\text{Amb}} = 25\text{ °C}$ $\text{COP}_{\text{max}} = 2,28$ $T_{\text{Amb}} = 35\text{ °C}$
			R1234ze(E)/R744 (10/90 %) $\text{COP}_{\text{max}} = 2,96$ $T_{\text{Amb}} = 25\text{ °C}$ $\text{COP}_{\text{max}} = 2,19$ $T_{\text{Amb}} = 35\text{ °C}$
NEBOT-ANDRÉS; CALLEJA-ANTA; SÁNCHEZ; et al., (2022)	E	$P_{\text{GC}} = 75\text{ a } 100\text{ bar}$	$\text{COP}_{\text{max}} = 2,04$ $T_{\text{Ent,agua}} = 25\text{ °C}$
			$\text{COP}_{\text{max}} = 1,69$ $T_{\text{Ent,agua}} = 30\text{ °C}$
NEBOT-ANDRÉS et al., (2021)	E	$P_{\text{GC}} = 75\text{ a } 95\text{ bar}$ $P_{\text{Int}} = 44\text{ a } 49\text{ bar}$ $T_{\text{Evap}} = -15\text{ a } -5\text{ °C}$ $T_{\text{GC}} = 27,5\text{ a } 37,5\text{ °C}$	$\text{COP}_{\text{max}} = 1,43$ $T_{\text{Ent,agua}} = 35\text{ °C}$
			$\text{COP}_{\text{max}} = 2,63$ $T_{\text{Evap}} = -5\text{ °C}, T_{\text{GC}} = 27,5\text{ °C}$
CHESI et al., (2014)	T E	$P_{\text{GC}} = 70\text{ a } 110\text{ bar}$ $P_{\text{Int}} = 45\text{ a } 70\text{ bar}$ $T_{\text{Evap}} = -10\text{ °C}$ $T_{\text{GC}} = 29\text{ a } 40\text{ °C}$	$\text{COP}_{\text{max}} = 2,22$ $T_{\text{Evap}} = -10\text{ °C}, T_{\text{GC}} = 27,5\text{ °C}$
			$\text{COP}_{\text{max}} = 1,84$ $T_{\text{Evap}} = -15\text{ °C}, T_{\text{GC}} = 27,5\text{ °C}$
			$\text{COP}_{\text{max}} = 2,11$ $P_{\text{GC,opt}} = 70,79, T_{\text{GC}} = 29\text{ °C}$
			$\text{COP}_{\text{max}} = 1,50$ $P_{\text{GC,opt}} = 91,29, T_{\text{GC}} = 32\text{ °C}$
			$\text{COP}_{\text{max}} = 1,25$ $P_{\text{GC,opt}} = 93,5, T_{\text{GC}} = 36\text{ °C}$
			$\text{COP}_{\text{max}} = 1,12$ $P_{\text{GC,opt}} = 100,1, T_{\text{GC}} = 40\text{ °C}$

Legenda:

T: Teórico

E: Experimental

N: Numérico

T_{amb} : Temperatura ambiente

T_{Evap} : Temperatura evaporação

T_{GC} : Temperatura do gás cooler

$P_{\text{GC,opt}}$: Pressão do gás cooler ótima

P_{GC} : Pressão do gás cooler

P_{Int} : Pressão intermediária

2.4 Ciclo de refrigeração transcrito com ejedor

ando comparado aos sistemas convencionais de refrigeração por compressão de vapor, o ciclo de refrigeração transcrito apresenta pressões no resfriador de gases superiores a 100 bar, cerca de 5 a 6 vezes maiores que as de um sistema convencional. Tal característica impacta diretamente no custo dos equipamentos, pois é necessário garantir a confiabilidade e a segurança do sistema (YU *et al.*, 2019). A grande diferença entre as pressões do lado de alta e baixa provoca elevadas quedas de pressão no processo de estrangulamento isoentalpico, resultando em elevada qualidade do vapor no dispositivo de expansão, perdas significativas por irreversibilidade e baixo desempenho do ciclo (ZHU; LI; *et al.*, 2017).

SONG, XIA *et al.*, (2022) realizaram uma análise termodinâmica de ciclos transcríticos em aplicações de climas quentes, considerando condições ideais e reais. Os autores constataram que o processo de estrangulamento é responsável pela maior parte da destruição de exergia no ciclo, devido à elevada diferença de pressão entre os lados de alta e baixa, limitada capacidade de transferência de calor nos trocadores e maior temperatura de rejeição de calor, que aumenta a pressão do resfriador de gases enquanto a pressão de evaporação se reduz.

Nesse contexto, o ejedor tem sido empregado em ciclos transcríticos, pois permite recuperar efetivamente o trabalho desperdiçado no processo de estrangulamento típico de um dispositivo de expansão. Dessa forma, o ejedor contribui para a redução do consumo de energia e aumento da eficiência energética do ciclo, resultando em menor temperatura de descarga e, conseqüentemente, maior vida útil e melhor lubrificação do compressor SUTTHIVIRODE; THONGTIP, (2022). Conforme ilustrado na Figura 2.17, o ejedor pode aumentar a eficiência do ciclo transcrito em até 36 %.

O funcionamento do ciclo de refrigeração transcrito com multi-ejedor segue de forma semelhante ao ciclo apresentado na Figura 2.6, com a diferença de que o multi-ejedor tem a função de aumentar a pressão na sucção do compressor. Na literatura, o fluido proveniente do resfriador de gases é denominado fluido primário, enquanto o fluido proveniente do evaporador é denominado fluido secundário.

O funcionamento do multi-ejedor ocorre da seguinte forma: o fluido primário, caracterizado por sua elevada pressão, é estrangulado no interior do multi-ejedor, gerando um efeito de sucção que arrasta o fluido secundário. Antes de entrar no ejedor, o fluido secundário é previamente expandido pela válvula de expansão, de modo que sua pressão seja inferior à do fluido primário na saída do ejedor, garantindo que o arraste seja eficaz.

Após a mistura dos fluidos primário e secundário no interior do ejetor, o fluido combinado é comprimido até uma pressão intermediária na saída do ejetor e conduzido ao separador de fases, que assegura a presença de líquido subresfriado na entrada da válvula de expansão e vapor saturado na sucção do compressor.

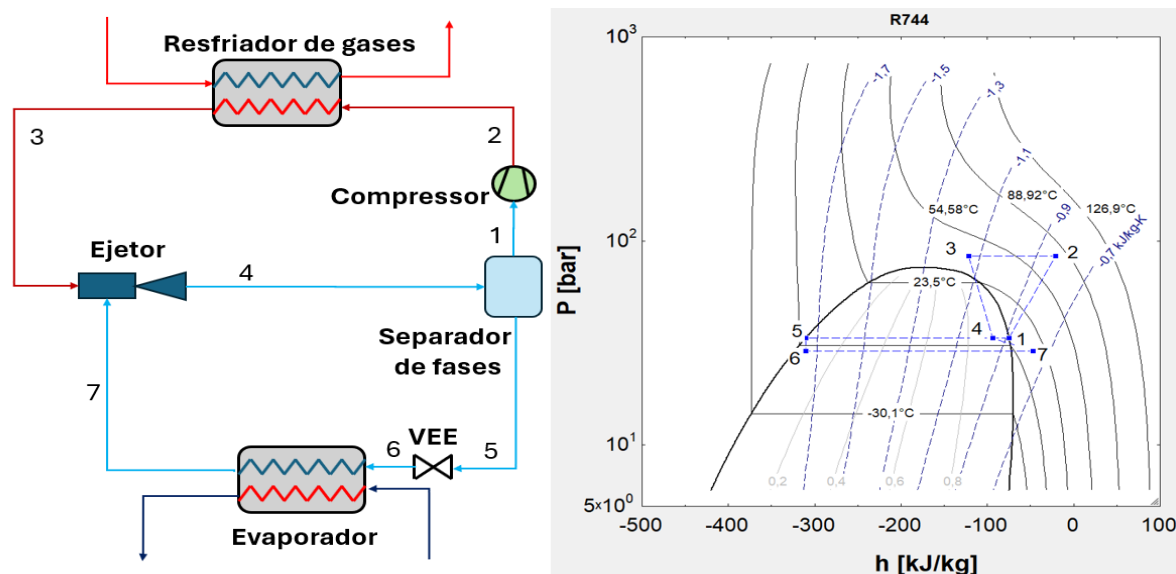


Figura 2.17 Ciclo de refrigeração transcrito com ejetor.

O ejetor é um componente fundamental para o desempenho do ciclo de refrigeração transcrito, sendo constituído principalmente por um bocal primário, um bocal secundário, uma câmara de sucção, uma câmara de mistura e um difusor. O funcionamento do ejetor ocorre da seguinte forma: o fluido primário, caracterizado por alta pressão, é estrangulado e acelerado pelo bocal primário até atingir velocidade supersônica. Essa alta velocidade gera uma diferença de pressão que arrasta o fluido secundário, proveniente da saída do evaporador, provocando a compressão parcial do refrigerante evaporado.

Após percorrer um determinado comprimento, os fluidos primário e secundário são misturados na câmara de mistura. Posteriormente, o difusor desacelera o escoamento da mistura, ao mesmo tempo em que eleva a pressão de saída do ejetor. Na Figura 2.18 são apresentados em detalhe os parâmetros geométricos do ejetor, assim como os perfis de velocidade e pressão durante seu funcionamento.

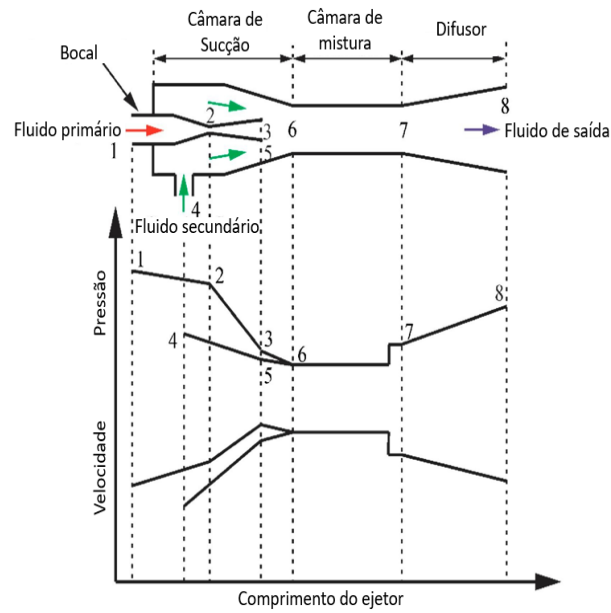


Figura 2.18 Perfis de pressão e velocidade em função dos parâmetros do ejetor, adaptado de (LI, YAFEI et al., 2018)

Na literatura, são destacados dois indicadores principais para avaliar o desempenho do ejetor em ciclos de refrigeração transcíticos: a taxa de arrastamento (ER, do inglês *Entrainment Ratio*) e a razão de elevação de pressão (PLR, do inglês *Pressure Lifting Ratio*).

A taxa de arrastamento (ω) é definida como a razão entre a vazão mássica do fluido secundário ($\dot{m}_s$) com a vazão mássica do fluido primário ($\dot{m}_p$) conforme expressa na Eq. (2.11).

A taxa de elevação de pressão (Π) é definida como a razão entre a pressão de saída (P_{sai}) e a pressão secundária do ejetor (P_{sec}), conforme indicado na Eq. (2.12) (LI, YAFEI; DENG; HE, 2022).

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2.11)$$

$$\Pi = \frac{P_{sai}}{P_{sec}} \quad (2.12)$$

No Ciclo De Refrigeração Transcítico com Ejetor (CRTE), o aumento do coeficiente de desempenho (COP do inglês, *Coefficient of Performance*) depende diretamente da eficiência do ejetor (η_{eje}), que é definida como a quantidade de trabalho de expansão efetivamente recuperado e a quantidade máxima de trabalho que poderia ser recuperado, conforme

apresentado na Eq. (2.13). Nessa equação, o $h_{Evap,s}$ é calculado a partir da entropia do fluido secundário considerando a pressão de saída do ejetor, enquanto $h_{GC,s}$ é estimado a partir da entropia do fluido primário com a mesma pressão de saída do ejetor (ZHU; LI; *et al.*, 2017).

$$\eta_{eje} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \frac{h_{Evap,s} - h_{Evap}}{h_{GC} - h_{GC,s}} \quad (2.13)$$

Entretanto, observa-se na literatura que o efeito da contrapressão pode degradar a eficiência do ejetor, uma vez que reduz a diferença de pressão entre a entrada e a saída do dispositivo, resultando em menor sucção do fluido secundário. Dessa forma, o dimensionamento do ejetor deve considerar os diferentes modos de operação do dispositivo. Conforme a Figura 2.19, o ejetor apresenta três regiões de funcionamento, crítica, subcrítica e contrafluxo.

Na região crítica, tanto o fluido primário quanto o secundário são estrangulados nos bocais, mantendo a taxa de arrastamento constante ($\omega = \omega_{crit}$), para pressões de condensação menores ou iguais à pressão de condensação crítica ($P_C \leq P_{CC}$). Na região subcrítica, apenas o fluido primário é estrangulado, provocando um decaimento na taxa de arrastamento, quando a pressão de condensação se encontra entre a pressão de condensação crítica e a pressão de ruptura ($P_{CC} < P_C \leq P_{CR}$) (HE; DENG; ZHENG; *et al.*, (2017). Em aplicações práticas, o modo subcrítico geralmente deve ser evitado para garantir estabilidade e alto desempenho do ejetor. Na região de contrafluxo, não ocorre estrangulamento, e a taxa de arrastamento assume valores menores que zero ($\omega < 0$), quando a pressão de condensação é inferior à pressão de ruptura ($P_C < P_{CR}$) (LI, FENGLEI *et al.*, 2017).

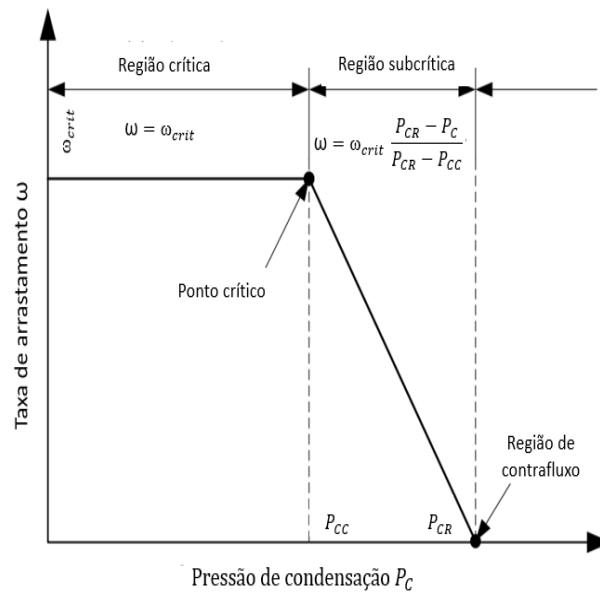


Figura 2.19 Modos de operação do ejetor, adaptado de LI, FENGLEI et al., 2017).

2.4.1 Condições de operação

Nesta seção, realiza-se a análise do ejetor por meio de parâmetros-chave, tais como a taxa de arrastamento, a razão de elevação de pressão e a eficiência do ejetor, com o objetivo de avaliar os efeitos do dispositivo em função das condições de operação. Dessa forma, a partir da análise desses parâmetros, é possível compreender o impacto do ejetor no desempenho energético do ciclo de refrigeração transcrito.

Yan et al., (2023) destacaram que o desempenho do ejetor não depende apenas do aumento das pressões dos fluidos primário e secundário, mas também da redução da contrapressão, de modo a garantir operação com maior eficiência. A seguir, são apresentados, de forma detalhada, os principais resultados encontrados na literatura sobre as condições de operação que promovem o aumento da eficiência do ejetor.

Yan et al., (2023) constataram que o aumento da temperatura do fluido primário provoca uma redução em sua vazão mássica. Além disso, foi identificado um ponto ótimo de temperatura do fluido primário no qual a taxa de arrastamento atinge seu valor máximo. Por outro lado, o aumento da pressão do fluido secundário promove o incremento da taxa de arrastamento, uma vez que, com o aumento deste parâmetro, a vazão mássica do fluido primário apresenta diminuição.

Jeon et al., (2022) observaram que é necessário determinar um ponto de equilíbrio para a taxa de arrastamento que proporcione desempenho ideal do ejetor, uma vez que, à medida que

a taxa de arrastamento aumenta, a razão de pressão de sustentação tende a diminuir, e vice-versa.

Y. Song et al., (2020) realizaram uma revisão bibliográfica com o objetivo de equacionar e simular modelos 1D, 2D e 3D focados no funcionamento e comportamento de ejetores. Os autores constataram que há dificuldade em validar os resultados numéricos por meio de estudos experimentais, devido à limitação em medir com precisão as características de escoamento transônico e transcrito em ejetores de pequeno porte. Observou-se, entretanto, que os desvios entre os resultados numéricos e experimentais aumentam quando a pressão primária é inferior à pressão crítica, especialmente quando se aproxima da linha de saturação.

Taslimi Taleghani et al., (2019) desenvolveram um modelo de simulação de uma bomba de calor que utiliza o ejetor como dispositivo de expansão, com o objetivo de investigar numericamente os efeitos dos volumes do resfriador de gases e do evaporador no desempenho do sistema. Os autores observaram que a taxa de arrastamento do ejetor aumenta com a elevação da pressão primária e com o aumento da área de transferência de calor do resfriador de gases. Entretanto, a razão de pressão apresenta efeito inverso, diminuindo com o aumento desses parâmetros. Por outro lado, a maior eficiência do ejetor foi obtida em pressões inferiores à pressão ótima do resfriador de gases, associadas a uma menor área de transferência de calor.

Y. Li et al., (2018) realizaram um estudo experimental visando visualizar e interpretar os fenômenos de escoamento monofásico e bifásico no bocal convergente-divergente, utilizando métodos de medição de pressão e fotografia direta. Os fluxos foram distinguidos pela diferença na quantidade de luz transmitida, capturada por uma câmara de alta velocidade. Os autores observaram que, para pressões acima de 85 bar, a posição da mudança de fase ocorre após a garganta do bocal, concluindo que a transição de fase pode iniciar antes ou depois da garganta, dependendo das condições de operação, conforme ilustrado na Figura 2.20. Além disso, foi constatado que o aumento da pressão primária resulta em um incremento significativo da qualidade do refrigerante.

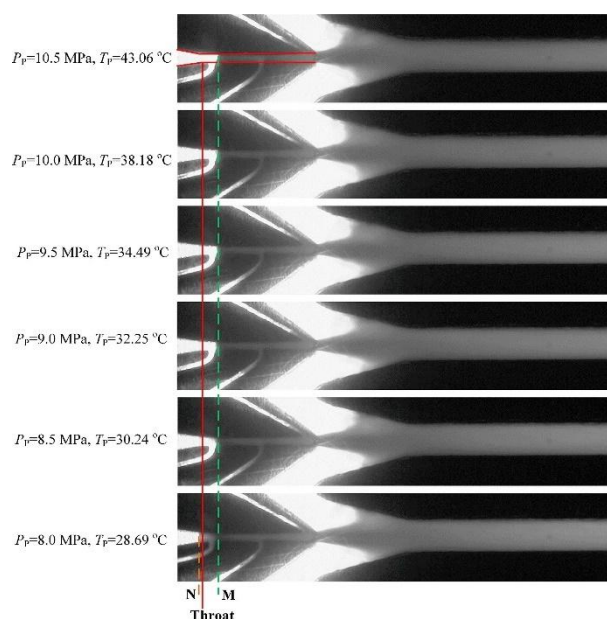


Figura 2.20 Visualização do fluxo para diferentes condições de operação em um ejedor de seção transversal retangular. Adaptado de Y. Li et al., (2018).

Zhu et al., (2018) avaliaram experimentalmente o desempenho do ejedor em uma bomba de calor transcritical. Os autores observaram que o aumento da pressão primária promoveu a elevação da vazão mássica do fluido primário, enquanto a vazão mássica máxima do fluido secundário atingiu 81 kg/h para uma pressão primária de 111 bar.

Zhu e Jiang, (2018) desenvolveram um modelo teórico para predizer as vazões mássicas primária e secundária em um ejedor. Os autores constataram que ambas as vazões aumentam com a elevação da pressão de entrada do ejedor. Entretanto, com o aumento da contrapressão, a vazão primária se mantém relativamente constante, enquanto a vazão secundária apresenta decréscimo, comportamento associado à operação do ejedor no modo subcrítico. Por outro lado, com a elevação da pressão secundária, a vazão do fluido secundário aumenta, enquanto a vazão do fluido primário permanece constante. Quanto à temperatura do fluido primário, observou-se que seu incremento aumenta a vazão mássica do fluido secundário, enquanto a vazão mássica do fluido primário diminui, indicando a existência de um ponto ótimo de temperatura do fluido primário que maximiza a taxa de arrastamento.

Zhu, Li, et al., (2017) comprovaram, por meio de análise teórica, que a eficiência do ciclo de refrigeração transcritical com ejedor (CRTE) diminui com o aumento da contrapressão. Esse efeito é evidenciado pela redução da taxa de arrastamento, a qual apresenta relação inversamente proporcional à razão de pressão de sustentação, quando a pressão do fluido primário é mantida constante.

ZHU; WANG; *et al.*, (2017) realizaram experimentos para visualizar os fluxos primário e secundário em uma câmara de mistura retangular do ejetor, implementado em um ciclo de refrigeração transcrito. Na Figura 2.21, é ilustrado o fluxo de expansão nas câmaras de sucção e de mistura, sendo constatado que, para pressões secundárias mais baixas, a escala de cinza se torna mais clara. Isso indica que o fluido primário se expandiu de forma mais intensa na câmara de sucção, resultando em um maior título nessa região.

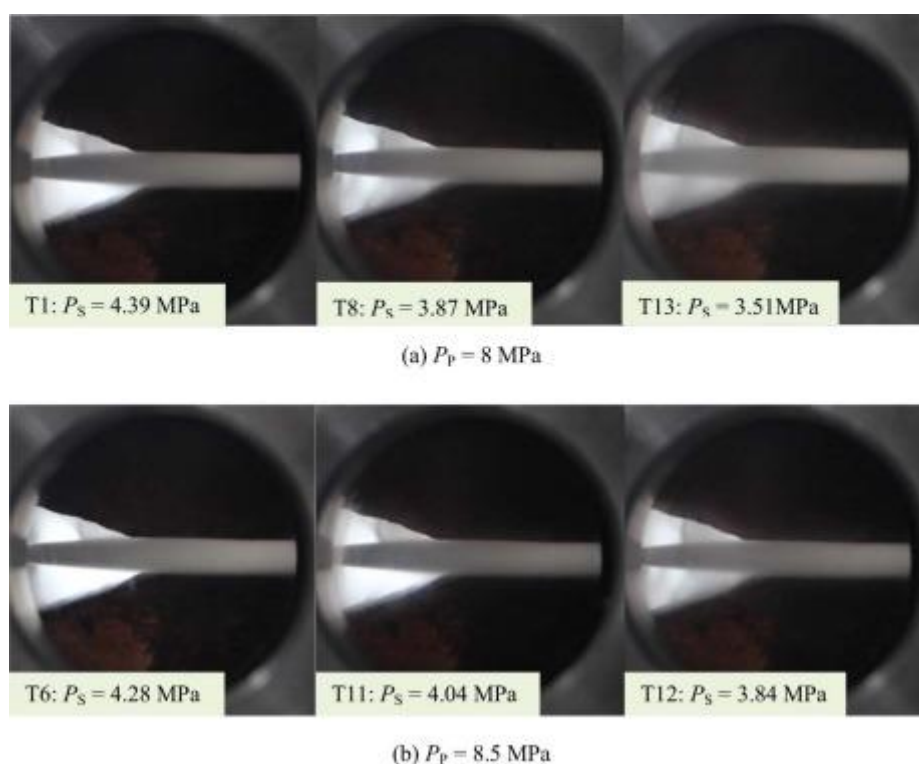


Figura 2.21 Fotografias dos fluxos nos camarás de sucção e mistura para várias pressões do fluido secundário e primário. ZHU; WANG; *et al.*, (2017)

Lucas e Koehler, (2012) constataram, em seu estudo experimental, que a eficiência máxima do ejetor foi de 21,5 %. Observou-se uma diminuição da eficiência conforme a temperatura de saída do resfriador de gases variava para baixas pressões de evaporação. Os autores sugerem que esse efeito indesejado pode estar relacionado ao comprimento da câmara de mistura, o qual pode ocasionar perdas de pressão no ejetor.

Na Tabela 2-5, são destacados os principais trabalhos encontrados na literatura que analisam o comportamento do ejetor sob a perspectiva dos parâmetros de operação. São ilustrados os efeitos da pressão e da temperatura dos fluidos primário e secundário sobre a eficiência do ejetor, a taxa de arrastamento e a razão de pressão de sustentação.

Tabela 2-5 Principais resultados encontrados na literatura sobre o comportamento do ejetor em função das condições de operação

Autores	Trabalho	Condições de operação	Resultados
Analisado			
Yan et al., (2023)	T	$T_p = 51\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_p = 95\text{ bar}$	$\omega = 0,67$
Taslimi Taleghani et al., (2019)	T	$P_p = 115\text{ bar}$ $\frac{A_{GC}}{A_{Evap}} = 0,68$	$\eta_{eje} = 49\%$
Zhu et al., (2018)	E	$P_p = 111\text{ bar}$ $T_{Amb} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\omega = 0,93$ $\Pi = 1,08$ $\eta_{eje} = 33\%$
Zhu, Li, et al., (2017)	E	$P_p = 90\text{ bar}$ $P_p = 96\text{ bar}$	$\Pi = 1,16$ $\eta_{eje} = 41\%$
Lucas e Koehler, (2012)	E	$P_p = 78,6\text{ bar}$ $P_s = 34\text{ bar}$ $T_{GC} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_p = 87\text{ bar}$ $P_s = 34\text{ bar}$ $T_{GC} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\omega = 0,64$ $\eta_{eje} = 21,5\%$

Legenda:

T: Teórico

E: Experimental

P_p: Pressão do fluido primário

A_{Evap}: Área do evaporador

T_{Amb}: Temperatura ambiente

ω : Taxa de arrastamento

T_{GC}: Temperatura de saída do resfriador de gases

P_s: Pressão do fluido secundário

T_p: Temperatura do fluido primário

A_{GC}: Área do resfriador de gases

Π : taxa de elevação e pressão

η_{eje} : eficiência do ejetor

2.4.2 Parâmetros geométricos do ejetor

Além das condições de operação, os parâmetros geométricos desempenham um papel fundamental no desempenho global do ejetor. A seguir, são apresentados os principais resultados encontrados na literatura que relacionam a eficiência do ejetor com os seus parâmetros geométricos.

Yan et al., (2023) realizaram simulações de um ejedor utilizando CFD (Computational Fluid Dynamics) para determinar numericamente os parâmetros geométricos que podem otimizar o desempenho do dispositivo. Os autores verificaram que a otimização da razão de aspecto — definida como a razão entre a seção transversal de saída e a garganta do bocal primário — para 7,90 resultou em uma taxa de arrastamento máxima de 0,47. Além disso, a posição do bocal em 3,8 mm e o comprimento da câmara de mistura de 8,5 mm apresentaram taxas de arrastamento máximas de 0,40 e 0,39, respectivamente.

Jeon et al., (2022) otimizaram a posição de saída do bocal motriz de um ejedor ajustável em um ciclo de refrigeração transcrito de evaporação dupla, utilizando um modelo de rede neural artificial baseado em dados experimentais. Na análise dos resultados, os autores constataram que a redução do diâmetro da seção de mistura provoca um aumento significativo na elevação de pressão, enquanto a taxa de arrastamento apresenta um incremento discreto. Além disso, observaram que a posição de saída do bocal é um parâmetro altamente sensível ao desempenho do sistema de refrigeração. Conforme ilustrado na Figura 2.22, a taxa de elevação de pressão aumenta à medida que a posição de saída do bocal (*nozzle exit position* – NXP) diminui, devido à redução do espaço da seção de sucção, tornando a passagem do fluxo secundário mais estreita.

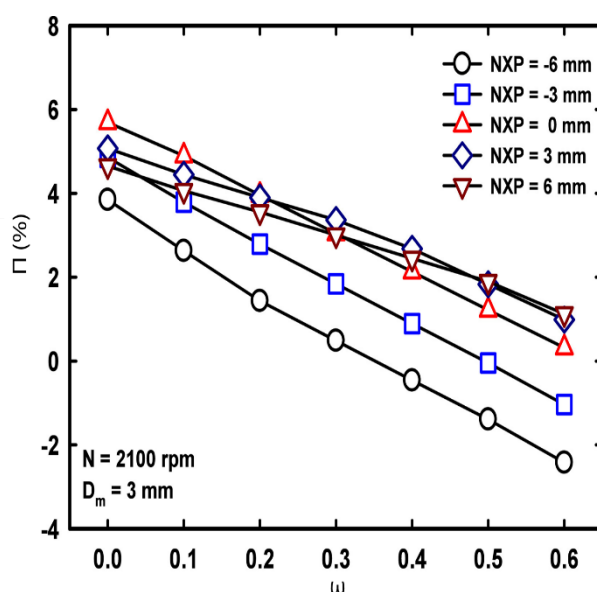


Figura 2.22 Taxa de arrastamento em função da taxa de elevação de pressão, para diferentes posições de saída do bocal, para uma velocidade no compressor de 2100 rpm e diâmetro da seção de mistura de 3 mm. Adaptado de Jeon et al., (2022).

Y. Li e Deng, (2022) realizaram um estudo de sensibilidade por meio de simulação CFD de um ejedor retangular. No estudo numérico, os autores observaram que a taxa de arrastamento máxima alcançou 0,85 para os seguintes parâmetros: largura da câmara de mistura de 4,62 mm, comprimento da câmara de mistura de 28 mm e ângulo do difusor de 6°.

Y. Li et al., (2022) utilizaram um algoritmo genético associado a simulação CFD para realizar um estudo numérico de um ejedor retangular, avaliando diferentes condições de operação de pressão e temperatura do fluido primário. Na análise de sensibilidade, os autores observaram que existe um ponto máximo na taxa de arrastamento, determinado pela posição de saída do bocal e pelo ângulo da câmara de sucção do fluido secundário.

He et al., (2019) avaliaram numericamente o ciclo de refrigeração transcrito com ejedor (CRTE) para investigar os efeitos da presença de uma agulha localizada na câmara de sucção de um ejedor ajustável. Os autores observaram que a adição da agulha provoca um efeito gradual na taxa de arrastamento com o aumento da contrapressão, quando comparado a um ejedor de geometria fixa. Isso ocorre porque a introdução da agulha reduz a expansão do fluxo primário, resultando em uma diminuição da taxa de arrastamento na câmara de sucção.

Zhu, Wang, et al., (2017) constataram que a pressão do fluido primário exerce um efeito significativo no desempenho do ejedor, sendo um parâmetro sensível na determinação da taxa de arrastamento quando o ejedor opera no modo subcrítico. Além disso, os autores observaram que a taxa de arrastamento é inversamente proporcional ao ângulo de expansão na saída do bocal do fluido primário.

Na Tabela 2-6, são apresentados e discutidos os principais resultados encontrados na literatura sobre o comportamento do ejedor, com ênfase na influência dos parâmetros geométricos na taxa de arrastamento e na razão de pressão de sustentação. Observa-se que a posição de saída do bocal, assim como o comprimento e o diâmetro da seção de mistura, constitui parâmetros-chave para o aumento da taxa de arrastamento no ejedor.

Tabela 2-6 Principais resultados encontrados na literatura sobre o comportamento do ejedor em função dos parâmetros geométricos

Autores	Trabalho Analisado	Parâmetros geométricos	Principais resultados
		Razão de aspecto= 7,90	$\omega = 0,47$
Yan et al., (2023)	T	Posição de saída do bocal=3,8 mm	$\omega = 0,40$
		Comprimento da câmara de mistura=8,5 mm	$\omega = 0,39$

Y. Li e Deng, (2022)	T	Largura da câmara de mistura= 4,62 mm Comprimento da câmara de mistura= 28 mm Ângulo do difusor= 6 °.	$\omega = 0,85$
Y. Li et al., (2022)	T	Posição de saída do bocal= 4 mm Ângulo na câmara de sucção do fluido secundário= 10 °.	$\omega = 0,89$
Jeon et al., (2022)	T	Posição de saída do bocal 3 mm Diâmetro seção de mistura 2,5 mm	$\Pi = 3,85$
Zhu, Wang, et al., (2017)	E	$P_p = 72$ bar $P_s = 30$ bar Ângulo de expansão na saída do bocal do fluido primário= 6°	$\omega = 0,63$

Legenda:

T: Teórico

E: Experimental

P_p: Pressão do fluido primário

P_s: Pressão do fluido secundário

ω : Taxa de arrastamento

Π : Razão de pressão de sustentação

2.4.3 Ciclo de refrigeração transcrito com ejtor

Uma vez analisadas as condições de operação e os parâmetros geométricos do ejtor, foi realizada uma revisão bibliográfica para investigar o efeito dessas variáveis na eficiência do ciclo de refrigeração transcrito com ejtor (CRTE), com foco em aplicações de média temperatura.

Surwase et al., (2023) simularam um resfriador de gases evaporativo em um ciclo de refrigeração transcrito com ejtor (CRTE) e compararam os resultados com dados experimentais da literatura, visando melhorar o desempenho do sistema. Os autores constataram tendências consistentes entre os resultados simulados e experimentais, observando uma diferença de 14,6 % no COP máximo para uma temperatura de saída do resfriador de gases de 35 °C e pressões do fluido primário e secundário de 86 e 34 bar, respectivamente. Além disso, propuseram correlações ajustadas aos resultados numéricos, expressas nas Eq.s (2.14), (2.15), (2.16) e (2.17), que fornecem valores ótimos para a pressão de saída do resfriador de gases, taxa de arrastamento, taxa de elevação de pressão e COP do sistema, respectivamente. Essas correlações são válidas para uma faixa de temperaturas de evaporação de -30 a 10 °C e temperaturas de saída do resfriador de gases de 34 a 48 °C.

$$P_{GC,opt} = 3,744472 + 0,024229.T_{Evap} + 2,316766.T_{GC} \quad (2.14)$$

$$\omega_{opt} = 0,77011 + 0,001821.T_{Evap} - 0,00689.T_{GC} \quad (2.15)$$

$$\pi_{opt} = 0,677213 - 0,01065.T_{Evap} + 0,014829.T_{GC} \quad (2.16)$$

$$COP_{opt} = 6,998071 + 0,065914.T_{Evap} - 0,09377.T_{GC} \quad (2.17)$$

Bai et al., (2023) compararam um ciclo de refrigeração transcrito de compressão paralela convencional com uma configuração equivalente utilizando ejitor. Na análise dos resultados, a configuração com ejitor apresentou um incremento no COP máximo de até 6,9 % em relação ao ciclo de compressão paralela convencional, considerando uma temperatura de evaporação de -10 °C.

Zeng et al., (2022) realizaram uma modelagem para comparar o desempenho do ciclo de refrigeração transcrito com ejitor (CRTE) com um ciclo transcrito utilizando subresfriador (CRTC). Os autores constataram que a configuração com ejitor promoveu um aumento no COP do sistema entre 18,2 % e 21,6 %, para temperaturas de saída do resfriador de gases variando de 45 a 35 °C, respectivamente.

Jeon et al., (2022) verificaram que os valores do COP seguem a mesma tendência observada para a razão de pressão de sustentação em função do aumento da posição de saída do bocal. Os autores identificaram a existência de um valor ótimo da posição de saída do bocal que maximiza tanto a razão de pressão de sustentação quanto a eficiência do sistema.

Liu et al., (2021) realizaram uma modelagem exergoeconômica dos componentes de um ciclo transcrito com ejitor e expansão, operando com um subresfriador termoelétrico. Os autores constataram que o compressor, o subresfriador termoelétrico e o ejitor apresentaram taxas de destruição de exergia de 28,88 %, 22,03 % e 19,65 %, respectivamente, sendo esses os principais componentes que necessitam de aprimoramento para aumentar a eficiência do sistema de refrigeração.

X. Liu et al., (2019) analisaram termodinamicamente os efeitos do ciclo de refrigeração transcrito com ejitor (CRTE) utilizando um subresfriador termoelétrico, constatando que essa configuração pode aumentar o desempenho do sistema em até 39,3 % em comparação ao ciclo transcrito convencional (CRTC). Além disso, a implementação do subresfriador termoelétrico no CRTE promove menores temperaturas de descarga, contribuindo para uma maior vida útil do compressor.

Taslimi Taleghani et al., (2019) avaliaram teoricamente uma bomba de calor transcritical, investigando os efeitos da variação das dimensões do evaporador e do resfriador de gases sobre a eficiência do sistema. Os autores observaram a existência de pontos ótimos de pressão de evaporação e do resfriador de gases que maximizaram a eficiência do sistema para cada configuração de volume testada nos componentes.

Zhu, Li, et al., (2017) avaliaram experimentalmente um ciclo de refrigeração transcritical convencional, constatando que o aumento da contrapressão provoca uma degradação no coeficiente de desempenho (COP) do sistema, sendo observado um decréscimo mais acentuado para uma contrapressão de 43 bar.

He et al., (2017a) implementaram um sistema de controle para determinar a pressão ótima do resfriador de gases em um ciclo de refrigeração transcritical com ejetor ajustável (CRTC), por meio da instalação de uma agulha no bocal motriz, com o objetivo de regular a área da garganta e, simultaneamente, alcançar a máxima eficiência do sistema sob condições de operação variáveis. Além disso, os autores propuseram uma correlação, apresentada na Eq. (2.18), para calcular a área da garganta do bocal necessária para atingir a pressão desejada no resfriador de gases.

$$A_G = -0,01146.P_{GC}^3 + 0,4335.P_{GC}^2 - 5,5593.P_{GC} + 24,5805 \quad (2.18)$$

He et al., (2017b) avaliaram experimentalmente um ciclo de refrigeração transcritical com ejetor ajustável (CRTC), propondo um controlador multivariável capaz de rastrear simultaneamente a pressão do resfriador de gases e a capacidade de refrigeração (por meio da variação da velocidade do compressor), garantindo, assim, que o sistema opere de maneira estável.

F. Liu et al., (2016) avaliaram experimentalmente um ejetor ajustável, observando que a redução do diâmetro da garganta aumenta a capacidade de refrigeração. Entretanto, o COP do sistema não apresenta uma tendência definida, sendo necessária a otimização do diâmetro da garganta para diferentes condições operacionais, a fim de maximizar a eficiência do sistema. Na Eq. (2.19) é apresentada uma correlação do COP em função das temperaturas de evaporação, saída do resfriador de gases e do ejetor. Além disso, os autores ajustaram correlações que relacionam o COP aos parâmetros geométricos variáveis do ejetor de bico ajustável, bem como uma correlação em função da frequência de rotação do compressor.

$$COP = 2480,7 \cdot \left(\frac{T_{Evap}}{T_{GC} - T_{Eje}} \right)^2 - 1271,3 \cdot \left(\frac{T_{Evap}}{T_{GC} - T_{Eje}} \right) + 163,73 \quad (2.19)$$

Zheng et al., (2016) desenvolveram um modelo dinâmico do CRTC com ejetor ajustável, implementando um evaporador de dois estágios, com o objetivo de avaliar teoricamente o comportamento transiente do sistema frente à variação da velocidade do compressor, da abertura da válvula de expansão, da área da garganta do ejetor e da vazão de água gelada nos evaporadores.

Os autores observaram que a abertura da válvula de expansão altera a pressão no evaporador, bem como a razão de pressão de sustentação no ejetor. Além disso, verificaram que a variação da área da garganta do ejetor contribui para a modificação da pressão do resfriador de gases e da taxa de arrastamento entre os fluidos primário e secundário do ejetor. Com base nas tendências obtidas nos resultados teóricos, Zheng and Deng., (2017) realizaram uma avaliação experimental desse sistema, constatando que a implementação do evaporador de dois estágios auxiliou na regulação do equilíbrio e da qualidade do fluido refrigerante, reduzindo o acúmulo excessivo de refrigerante na fase líquida no separador, além de melhorar o desempenho global do sistema. Os autores concluíram que o segundo evaporador desempenha um papel significativo no aumento da eficiência do sistema em aplicações com razão de arrastamento menor, em comparação ao CRTC convencional.

Ahammed et al., (2014) compararam numericamente o desempenho do CRTE com o CRTC, constatando que o CRTE apresenta aumento no COP em relação ao CRTC à medida que a pressão de saída do resfriador de gases aumenta. Os autores observaram um incremento máximo na eficiência de 21,3 % para condições de pressão e temperatura de saída do resfriador de gases de 110 bar e 35 °C, respectivamente, considerando uma temperatura de evaporação de 2 °C.

Zhang et al., (2013) analisaram teoricamente o ciclo de refrigeração transcrito com ejetor, avaliando o uso do trocador de calor interno (TCI) para eficiências de 60 e 80 %, considerando seus efeitos no desempenho e na taxa de arrastamento do ciclo. Os autores verificaram que a implementação do TCI no CRTE promove um aumento na taxa de arrastamento do ejetor, bem como na capacidade de refrigeração do sistema. Entretanto, para pressões acima de 90 bar, a adição desse componente não é recomendada, pois resulta na redução do rendimento do sistema. Além disso, os autores observaram a existência de um ponto de máxima eficiência do sistema à medida que a taxa de arrastamento aumenta.

Manjili e Yavari, (2012) analisaram teoricamente o rendimento do CRTE com e sem TCI, considerando eficiências de 70 % e 80 % para o bocal e o difusor, respectivamente. Os autores concluíram que a adição do TCI provoca um decréscimo na eficiência do ciclo de refrigeração transcrito com ejeter de 5,7 %, para condições de pressão e temperatura de saída do resfriador de gases de 87 bar e 36 °C, respectivamente, e temperatura de evaporação de -5 °C.

Lucas e Koehler, (2012) avaliaram experimentalmente o CRTE, comparando os resultados com um CRTC operando com válvula de expansão eletrônica (VEE). Na comparação, os autores observaram que, devido à recuperação de calor promovida pelo ejeter, a eficiência do sistema é superior em relação ao sistema tradicional, especialmente com o aumento da pressão de evaporação e da temperatura de saída do resfriador de gases. Na Figura 2.23 são apresentados os resultados obtidos, evidenciando a existência de um ponto ótimo de pressão do resfriador de gases que maximiza a eficiência do ciclo. A variação da pressão primária foi realizada por meio do movimento do bico motriz, permitindo ajustar a pressão de maneira similar ao funcionamento da válvula de alta pressão.

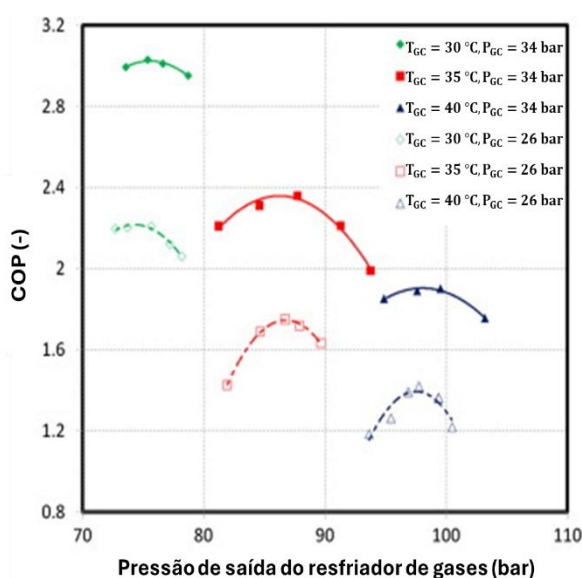


Figura 2.23 Resultados obtidos do COP para um ejeter implementado no ciclo transcrito de bico motriz. Adaptado de Lucas e Koehler, (2012).

Fangtian e Yitai, (2011) analisaram termodinamicamente o CRTE em comparação ao CRTC. Os autores observaram que a eficiência do CRTE é superior quando as pressões do resfriador de gases estão acima de 82 bar, em comparação ao CRTC operando com válvula de

expansão eletrônica (VEE). Além disso, constataram que, no CRTE, o rendimento do sistema aumenta proporcionalmente com a elevação da temperatura de evaporação.

Nakagawa et al., (2011) observaram um aumento de 27 % na eficiência do CRTE com a utilização do trocador de calor interno (TCI) em comparação ao CRTC também equipado com TCI. Esse ganho de eficiência foi mais significativo para pressões do resfriador de gases na faixa de 90 a 105 bar, considerando temperaturas de evaporação e de saída do resfriador de gases de 0 °C e 42 °C, respectivamente.

Deng et al., (2007) realizaram uma análise teórica do CRTE, constatando que o sistema apresenta desempenho satisfatório para uma taxa de arrastamento entre 0,5 e 0,6. Além disso, verificou-se que o CRTE proporciona um aumento de aproximadamente 22 % no desempenho em comparação ao CRTC.

D. Li e Groll, (2005) realizaram uma análise teórica do CRTE em uma aplicação típica de ar-condicionado, observando que a eficiência do sistema é fortemente influenciada pela razão de pressão de sustentação. Além disso, verificou-se que o aumento do superaquecimento no evaporador eleva a capacidade de refrigeração específica; entretanto, devido à menor quantidade de fluido refrigerante circulando no evaporador, a capacidade total de refrigeração do sistema é inferior à do CRTC, resultando em menor desempenho do CRTE.

Na Tabela 2-7, são sumarizados os principais trabalhos sobre o desempenho do ciclo de refrigeração transcrito operando com ejeter, considerando tanto as condições de operação quanto as diferentes configurações propostas na literatura com o objetivo de aumentar o COP do sistema. Por outro lado, observa-se uma lacuna na literatura quanto à descrição da influência da taxa de elevação de pressão na eficiência, tanto do ejeter quanto do CRTE.

Tabela 2-7 Principais trabalhos publicados na literatura sobre diferentes configurações do ciclo de refrigeração com ejeter

Autores	Trabalho Analisado	Configuração	Parâmetros geométricos	Principais resultados
Surwase et al., (2023)	T	CRTE _{Teo} VS CRTE _{Exp}	P _p = 75 bar P _s = 34 bar T _{GC} = 30 °C	$\frac{COP_{CRTE,teo} - COP_{CRTC,exp}}{COP_{CRTC,exp}} = \uparrow 11,76 \%$
			P _p = 86 bar P _s = 34 bar T _{GC} = 35 °C	$\frac{COP_{CRTE,teo} - COP_{CRTC,exp}}{COP_{CRTC,exp}} = \uparrow 14,65 \%$
			P _p = 99 bar P _s = 34 bar T _{GC} = 40 °C	

				$\frac{COP_{CRTE,teo} - COP_{CRTC,exp}}{COP_{CRTC,exp}} = \uparrow 14,2 \%$
Bai et al., (2023)	T	CRTCP VS CRTECP	$P_p = 95 \text{ bar}$ $T_{GC} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{Evap} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$	$\frac{COP_{CRTECP} - COP_{CRTCP}}{COP_{CRTCP}} = \uparrow 6,9 \%$
			$P_p = 95 \text{ bar}$ $T_{GC} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{Evap} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$	$\frac{COP_{CRTCPE} - COP_{CRTCP}}{COP_{CRTCP}} = \uparrow 4,8 \%$
Jeon et al., (2022)	T	CRTE _{DE}	Posição de saída do bocal= 3 mm Diâmetro seção de mistura= 2,5 mm	$COP_{max} = 0,99$
X. Liu et al., (2019)	T	CRTE _{ST} VS CRT	$T_{GC} = 31 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{Evap} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$	$\frac{COP_{CRTSTE} - COP_{CRTC}}{COP_{CRTC}} = \uparrow 19 \%$
			$T_{GC} = 46 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{Evap} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$	$\frac{COP_{CRTSTE} - COP_{CRTC}}{COP_{CRTC}} = \uparrow 60 \%$
Taslimi Taleghani et al., (2019)	T	CTBC	$P_{cond} = 100 \text{ bar}$ $\frac{A_{GC}}{A_{Evap}} = 4,74$	$COP_{h,max} = 3,95$
			$P_{evap} = 33,1 \text{ bar}$ $\frac{A_{GC}}{A_{Evap}} = 3,71$	$COP_{max} = 4,32$
Zhu, Li, et al., (2017)	E	CRTE	$P_p = 82 \text{ bar}$ $P_s = 36 \text{ bar}$ $T_p = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_s = 21 \text{ }^\circ\text{C}$	$COP_{max} = 3,14$
He et al., (2017b)	E	CTBC	$P_p = 115 \text{ bar}$ $T_{agua, gelada} = 6,6 \text{ }^\circ\text{C}$	$COP_{h,max} = 3,154$ $Q_{Evap} = 4,72 \text{ kW}$
			$P_p = 110 \text{ bar}$ $T_{agua, gelada} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$	$COP_{h,max} = 3,33$ $Q_{Evap} = 4,31 \text{ kW}$
F. Liu et al., (2016)	E	CRTE	Diâmetro da garganta= 2 mm $T_{Amb} = 41,1 \text{ }^\circ\text{C}$	$COP_{max} = 3,16$
			$T_{GC} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ 50 Hz Diâmetro da garganta= 2,5 mm	$COP_{max} = 3,78$

Ahammed et al., (2014)	T	CRTE VS CRT	$P_p = 90 \text{ bar}$ $T_{GC} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{Evap} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$	$\frac{COP_{CRTE} - COP_{CRTC}}{COP_{CRTC}} =$ $\uparrow 12,6 \%$
			$P_p = 110 \text{ bar}$ $T_{GC} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{Evap} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$	$\frac{COP_{CRTE} - COP_{CRTC}}{COP_{CRTC}} =$ $\uparrow 21,3 \%$
Zhang et al., (2013)	T	CRTE VS $CRTE_{TCI}$	$P_{GC} = 88,2 \text{ bar}$ $T_{GC} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ $TCI_{ef} = 0,6$	$\frac{COP_{CRTE} - COP_{CRTE,TCI}}{COP_{CRTE,TCI}} =$ $\downarrow 4,3 \%$
			$P_{GC} = 110 \text{ bar}$ $T_{GC} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ $TCI_{ef} = 0,6$	$\frac{COP_{CRTE} - COP_{CRTE,TCI}}{COP_{CRTE,TCI}} =$ $\uparrow 6,5 \%$
Manjili e Yavari, (2012)	T	CRTE VS $CRTE_{TCI}$	$P_{GC} = 87 \text{ bar}$ $T_{GC} = 36 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{Evap} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$	$\frac{COP_{CRTE} - COP_{CRTE,TCI}}{COP_{CRTE,TCI}} =$ $\uparrow 5,77 \%$
Lucas Koehler, (2012)	E	CRTE VS CRT	$P_p = 75,3 \text{ bar}$ $P_s = 34 \text{ bar}$ $T_{GC} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$	$\frac{COP_{CRTE} - COP_{CRTC}}{COP_{CRTC}} =$ $\uparrow 11 \%$
			$P_p = 87,7 \text{ bar}$ $P_s = 34 \text{ bar}$ $T_{GC} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$	$\frac{COP_{CRTE} - COP_{CRTC}}{COP_{CRTC}} =$ $\uparrow 15 \%$
			$P_p = 99,6 \text{ bar}$ $P_s = 34 \text{ bar}$ $T_{GC} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	$\frac{COP_{CRTE} - COP_{CRTC}}{COP_{CRTC}} =$ $\uparrow 17 \%$
Fangtian e Yitai, (2011)	T	CRTE VS CRT	$P_p = 80 \text{ bar}$ $T_{GC} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{Evap} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$	$\frac{COP_{CRTE} - COP_{CRTC}}{COP_{CRTC}} =$ $\downarrow 29,8 \%$
			$P_p = 91 \text{ bar}$ $T_{GC} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{Evap} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$	$\frac{COP_{CRTE} - COP_{CRTC}}{COP_{CRTC}} =$ $\uparrow 33,4 \%$
Nakagawa et al., (2011)	E	$CRTE_{TCI}$ VS CRT_{TCI}	$P_p = 100 \text{ bar}$ $T_{GC} = 42 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{Evap} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$	$\frac{COP_{CRTE,TCI} - COP_{CRTE}}{COP_{CRTE}} =$ $\uparrow 17,1 \%$
			$P_p = 100 \text{ bar}$ $T_{GC} = 47 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{Evap} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$	$\frac{COP_{CRTE,TCI} - COP_{CRTE}}{COP_{CRTE}} =$ $\uparrow 15,6 \%$

Legenda:**T:** Teórico**E:** Experimental**P_p:** Pressão do fluido primário**T_{Amb}:** Temperatura ambiente**CTBC:** Ciclo transcrito bomba de calor**T_{GC}:** Temperatura de saída do resfriador de gases**P_s:** Pressão do fluido secundário**T_p:** Temperatura do fluido primário

CRTE: Ciclo de refrigeração transcrito com ejedor
CRT: Ciclo de refrigeração transcrito
CRTCP: Ciclo de refrigeração transcrito de compressão paralela
CRTE_{ST}: Ciclo de refrigeração transcrito com ejedor e subresfriador termoelétrico
CRTE_{DE}: Ciclo de refrigeração transcrito com ejedor de duplo evaporador
CRTECP: Ciclo de refrigeração transcrito com ejedor de compressão paralela
CRTE_{TCI}: Ciclo de refrigeração transcrito com ejedor com trocador de calor interno
CRT_{TCI}: Ciclo de refrigeração transcrito convencional com trocador de calor interno

No estado da arte, constatou-se que o ejedor deve operar no modo crítico, de forma a gerar o efeito de sucção do fluido secundário, contribuindo diretamente para a redução da relação de pressão no compressor. O desempenho do ciclo de refrigeração com ejedor apresenta aumento de eficiência devido ao incremento da capacidade de refrigeração específica, decorrente do efeito do separador de fases, que garante a presença de líquido no dispositivo de expansão. Além disso, há intensificação da troca de calor no evaporador, uma vez que não é necessário manter um valor específico de superaquecimento, permitindo operar com o evaporador superalimentado. Por fim, e de forma mais significativa, destaca-se a redução da relação de pressão no compressor, resultando em menores temperaturas de descarga e, consequentemente, prolongando a vida útil do compressor.

Em vista disso, o ejedor pode desempenhar um papel relevante no desenvolvimento e aprimoramento dos ciclos de refrigeração transcritos. Entretanto, devido à complexidade do escoamento bifásico supersônico no ejedor, seu projeto torna-se desafiador. Dessa forma, são necessários estudos experimentais que comprovem a importância desse componente nos ciclos transcritos, uma vez que a maioria das pesquisas existentes ainda se baseia predominantemente em análises teóricas, com validação experimental limitada. Nesse contexto, a presente pesquisa analisou um ciclo transcrito utilizando CO₂ como fluido refrigerante, com o objetivo de reduzir emissões diretas e, ao mesmo tempo, avaliar o efeito da instalação do ejedor para aumentar a eficiência energética do sistema, contribuindo assim para a redução dos impactos ambientais gerados pelos sistemas de refrigeração.

3. CAPÍTULO III

Para atingir o objetivo geral proposto, foi conduzida uma sequência de etapas, as quais serão detalhadas ao longo deste capítulo. Inicialmente, apresenta-se a descrição dos principais componentes da bancada experimental instalada no laboratório, organizada em três subdivisões: componentes de alta pressão, componentes de baixa pressão e componentes dos circuitos secundários. Em seguida, descrevem-se a instrumentação e a interface utilizadas no processo de aquisição de dados. Na terceira etapa, expõe-se a sequência operacional, contemplando os cuidados e procedimentos de segurança necessários para a partida e o desligamento da bancada experimental. A quarta etapa aborda o estudo da carga de fluido refrigerante, com ênfase no armazenamento do CO₂ no tanque de alta pressão. Definida a carga de fluido refrigerante no sistema, a quinta etapa trata do planejamento experimental para a execução dos ensaios. Na sexta etapa, apresenta-se a metodologia empregada no cálculo do desempenho energético do ciclo de refrigeração transcrito e da eficiência do ejetor, considerando as diferentes condições operacionais. A sétima etapa contempla a estimativa das incertezas associadas às medições. Finalmente, a última etapa dedica-se à avaliação do impacto ambiental, fornecendo subsídios para a análise integrada dos resultados obtidos.

METODOLOGIA EXPERIMENTAL

A bancada experimental desenvolvida está instalada no Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia da Faculdade de Engenharia Mecânica. O sistema foi projetado com o objetivo de reproduzir condições típicas de aplicação comercial, especialmente aquelas presentes em sistemas de refrigeração utilizados em supermercados.

Na Figura 3.1, é apresentada a modelagem realizada no software *SolidWorks*, destacando os principais componentes do ciclo de refrigeração antes da construção do protótipo. Essa etapa teve como finalidade a elaboração dos planos de montagem do ciclo de refrigeração transcrito. A Figura 3.2 mostra a fotografia da bancada experimental já construída, com exceção da torre de resfriamento e das válvulas de segurança.

Além disso, no Apêndice I é apresentado o diagrama de comando do ciclo transcrito, enquanto no Apêndice II encontra-se o diagrama de força correspondente ao ciclo de refrigeração transcrito.

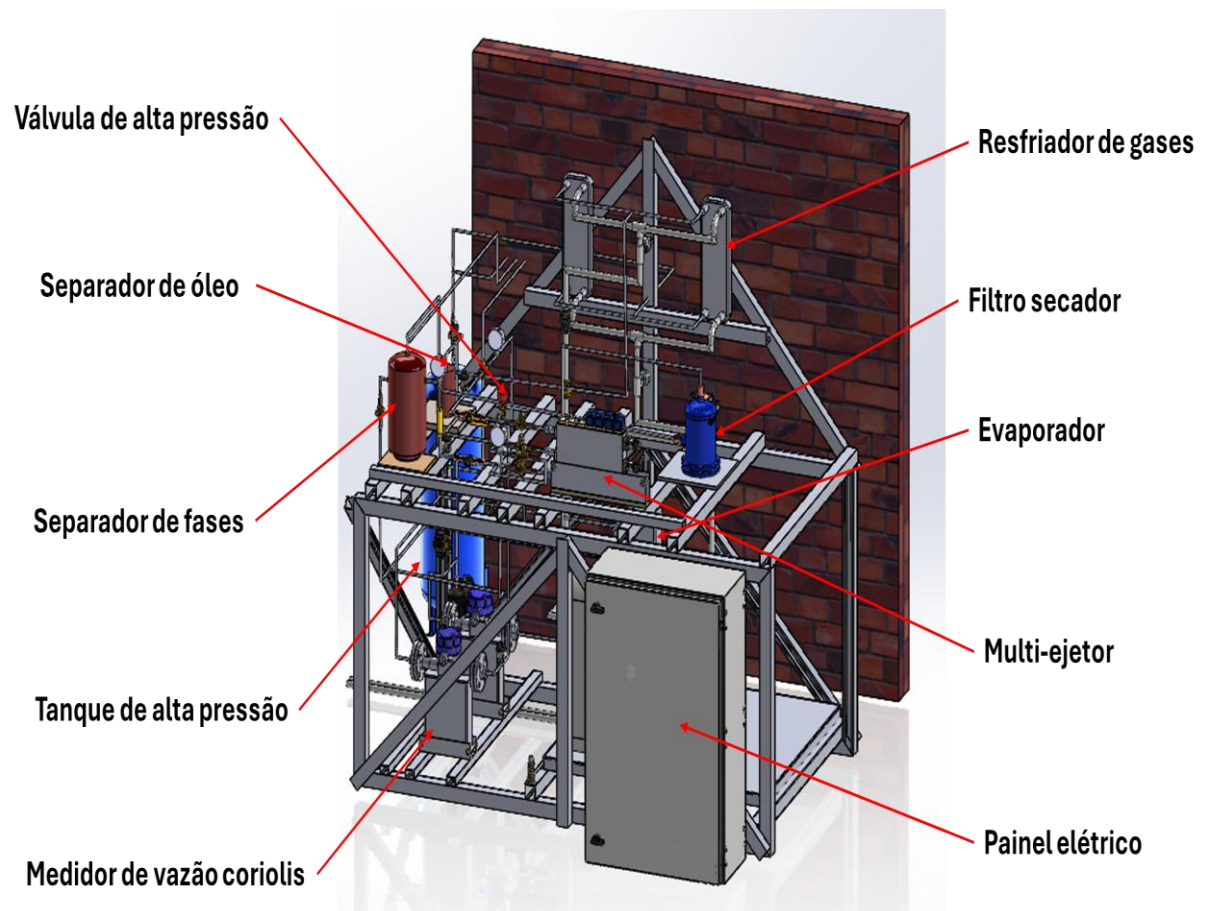


Figura 3.1 Ciclo de refrigeração transcrito montagem em solidworks.



Figura 3.2 Bancada experimental do ciclo de refrigeração transcrito.

É relevante destacar que, para a construção da bancada experimental, foram consideradas as seguintes normas técnicas:

- **ABNT NBR ISO 5149-2:** estabelece os requisitos para o projeto, construção e ensaios de sistemas de refrigeração;
- **ABNT NBR 16401:** trata do dimensionamento da tubulação em função da pressão de projeto do sistema;
- **ABNT NBR 13598:** define os requisitos mínimos para a instalação de vasos de pressão em sistemas de refrigeração;
- **ABNT NBR 16186:** dispõe sobre os requisitos e procedimentos para a detecção de vazamentos, manutenção e reparos no ciclo de refrigeração.

3.1 Sequência operacional da bancada

Inicialmente, foram realizados testes de linha de base com o objetivo de comparar e verificar experimentalmente se a implementação do ejedor, em condições representativas de clima temperado, proporciona ganhos de eficiência ao sistema. A Figura 3.3 apresenta o aparato experimental, constituído principalmente por um compressor, um resfriador de gases, um evaporador, um tanque de alta pressão, um multi-ejetor, uma válvula de alta pressão, uma válvula de expansão, um separador de fases e um separador de óleo,

O ciclo de refrigeração transcrito conta, ainda, com oito válvulas de esfera: seis destinadas à operação de isolamento ou habilitação do multi-ejetor, e duas destinadas ao armazenamento do CO₂ no tanque de alta pressão durante o desligamento do sistema.

Para habilitar o funcionamento do ciclo de refrigeração transcrito, as válvulas 1 e 3 devem permanecer abertas, enquanto as válvulas 2, 4, 5 e 6 permanecem fechadas. Em contrapartida, para a operação com o multi-ejetor, as válvulas 2, 4, 5 e 6 são abertas, mantendo-se as válvulas 1 e 3 fechadas.

Independentemente da configuração operacional da bancada, as válvulas 7 e 8 foram instaladas para permitir o acionamento do vaso de pressão, possibilitando o recolhimento do CO₂ ao longo do aparato experimental e assegurando uma pressão de equalização inferior a 40 bar. A sequência detalhada de procedimentos de partida e desligamento da bancada experimental encontra-se ilustrada no Apêndice III.

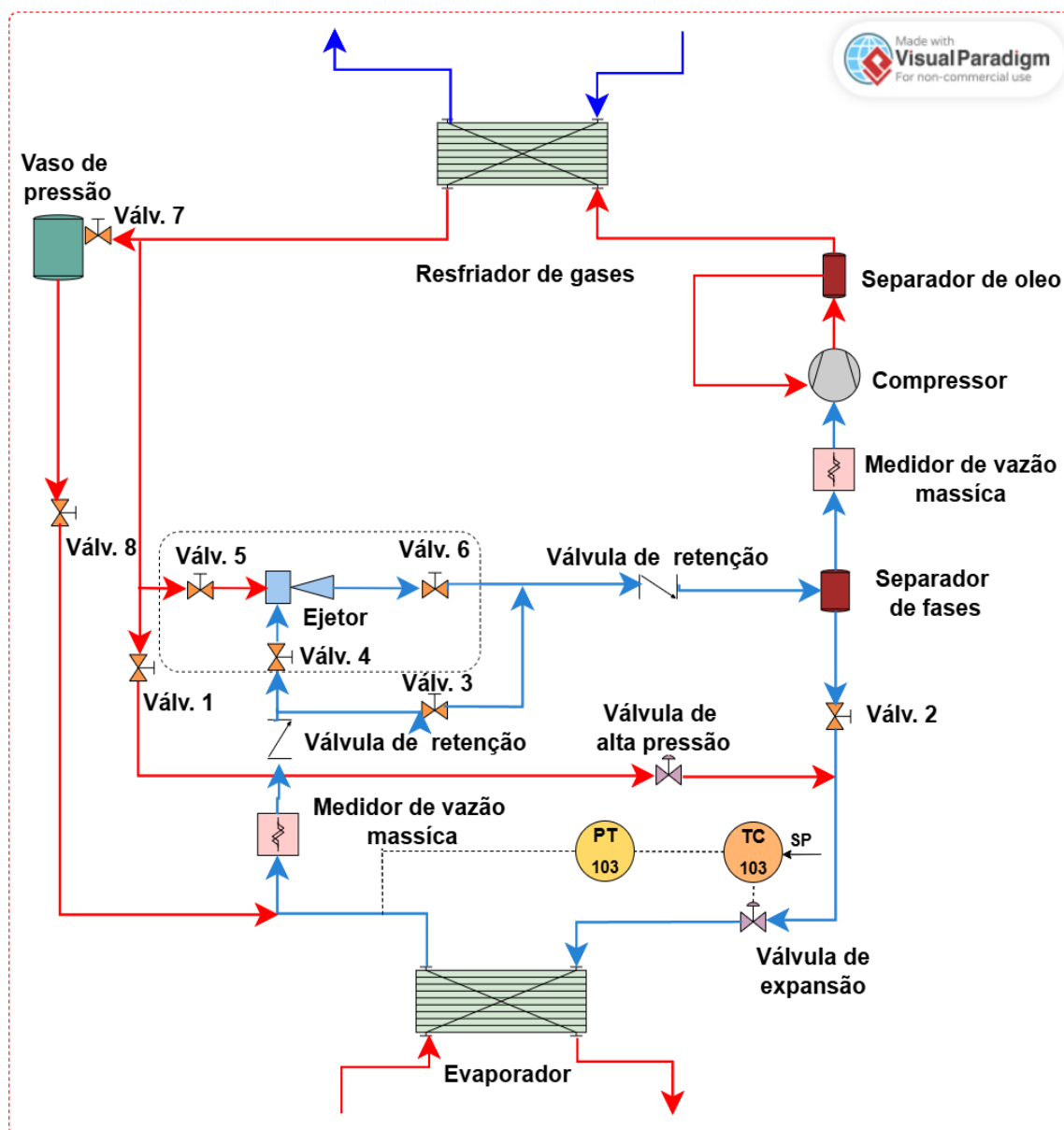


Figura 3.3 Sequência operacional da bancada experimental.

3.2 Principais componentes da bancada experimental

O dióxido de carbono (CO_2), quando utilizado como fluido refrigerante, apresenta propriedades termofísicas significativamente distintas em relação aos fluidos refrigerantes convencionais, destacando-se, sobretudo, pelas elevadas pressões de operação. Dessa forma, o aparato experimental foi projetado de modo a contemplar três grupos principais de componentes:

- Componentes de alta pressão, dimensionados para operar em pressões de até 130 bar;

- Componentes de baixa pressão, projetados para pressões de até 45 bar;
- Acessórios dos circuitos secundários, desenvolvidos para suportar pressões de até 10 bar.

As características técnicas desses principais componentes são detalhadas nas subseções a seguir.

3.2.1 Componentes de alta pressão

O compressor utilizado no sistema é do tipo rotativo, da marca TOSHIBA, modelo RY100L1F-10FU, conforme ilustrado na Figura 3.4 (a). De acordo com os dados técnicos do fabricante, apresentados no Anexo I, o equipamento possui dois cilindros com diâmetro de 39 mm e curso de 14 mm, resultando em um deslocamento volumétrico de $10 \text{ cm}^3 \cdot \text{rev}^{-1}$. As pressões máximas de operação são de 125 bar no lado de alta pressão e 41 bar no lado de baixa pressão. O lubrificante recomendado e empregado foi o PAG VG100.

No ciclo de refrigeração, o compressor descarrega o fluido refrigerante em regime transcrito para o resfriador de gases. Entretanto, durante o processo de compressão, ocorre o arraste de óleo lubrificante juntamente com o fluido refrigerante. Caso esse transporte não seja devidamente controlado, pode ocasionar redução do nível de óleo no compressor e acúmulo do lubrificante nos trocadores de calor, o que resulta em menor taxa de transferência de calor.

Para assegurar a adequada lubrificação do compressor, foi instalado na linha de descarga um separador de óleo hermético da marca TEMPRITE, modelo 131. Esse equipamento é projetado para operar com vazão mássica de até $250 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ em condições transcíticas, suportando pressões de trabalho de até 160 bar. Sua função é reter o óleo lubrificante, reduzindo a velocidade da mistura fluido/óleo por meio da retenção de gotículas em uma tela aramada.

Com o objetivo de garantir o retorno controlado do óleo ao compressor, foi instalado na saída inferior do separador um tubo capilar de 0,050" de diâmetro interno e 1,7 m de comprimento, de modo a limitar a pressão de retorno do óleo a valores inferiores a 40 bar na sucção do compressor. Em sequência, foi conectada uma válvula solenoide normalmente fechada (CASTEL, modelo 1417E/3S05), projetada para operar em pressões de até 130 bar. Essa válvula é acionada periodicamente por uma bobina elétrica (CASTEL, modelo HF3-9320/RA6, 220–230 V, 50/60 Hz). A Figura 3.4 apresenta os principais componentes responsáveis pelo retorno de óleo ao compressor, a saber: (b) separador de óleo, (c) tubo capilar e (d) válvula solenoide.



Figura 3.4 – a) compressor e b) sistema utilizado para retorno de óleo do compressor composto pelo separador de óleo, c) tubo capilar e d) válvula solenoide.

Após o separador de óleo, o fluido refrigerante é direcionado para a entrada do resfriador de gases. Em decorrência da reformulação do projeto, que teve como objetivo aumentar a capacidade de refrigeração e atender à elevada demanda do multi-ejetor, optou-se pela instalação de dois trocadores de calor a placas, conectados em paralelo e dispostos em contracorrente em relação ao fluido de arrefecimento. Essa configuração visa minimizar as perdas de carga no sistema.

Os trocadores de calor utilizados são do mesmo modelo do fabricante SWEP, referência B18Mx12/1P, compostos por 18 placas cada um, com área total de troca térmica de 0,410 m², projetados para operar em pressões de até 140 bar. As características técnicas detalhadas encontram-se no Anexo II, enquanto na Figura 3.5 apresenta a representação visual do trocador de placas empregado.



Figura 3.5 Trocador de placas braçadas, modelo B18Mx12/1P

Devido às características intrínsecas do CO₂ transcrito, existe uma pressão ótima no resfriador de gases que maximiza a eficiência do ciclo de refrigeração, em função da temperatura de saída do resfriador de gases. Para controlar e otimizar essa pressão nas diferentes condições de evaporação e de saída do resfriador, foi empregada uma válvula de alta pressão, modelo E2V18ZCBC0, do fabricante CAREL. Este dispositivo é projetado para operar com vazão mássica de até 250 kg/h, fabricado em aço inoxidável, com estator integrado e conexão de 13 mm, conforme ilustrado na Figura 3.6 a).

A expansão do fluido refrigerante foi realizada por uma válvula de expansão eletrônica (VEE), modelo E2V24ZSFB0, também do fabricante CAREL, projetada para capacidade de 10 kW e temperaturas de evaporação de até -15 °C, com estator integrado e conexão de 13 mm, conforme apresentado na Figura 3.6 b). Além de promover a expansão do fluido, esta válvula controla o grau de superaquecimento, garantindo vapor superaquecido na sucção do compressor. Esse controle é realizado modulando a vazão de refrigerante por meio de um furo calibrado no interior do obturador cônico.

Ambas as válvulas são acionadas por motores de passo e controladas por bobinas eletrônicas, modelo E2VSTA0320, com conector integrado via jumper, conforme ilustrado na Figura 3.6 c).

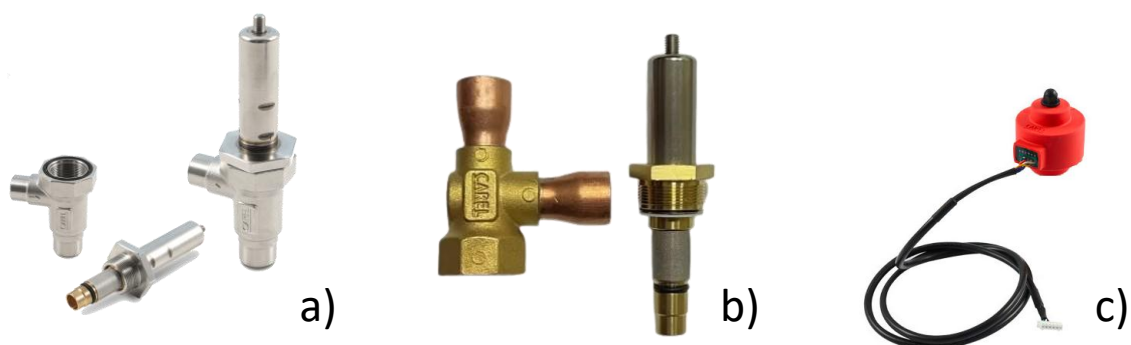


Figura 3.6 Conjuntos de válvulas utilizadas no sistema: a) válvula de alta pressão, b) válvula de expansão e c) bobina para acionar as válvulas.

Conforme mencionado anteriormente, para manter pressões seguras na linha de baixa pressão, foi instalado um vaso de alta pressão, em conjunto com duas válvulas de esfera na entrada e saída do tanque, com o objetivo de armazenar o CO₂ na linha de alta pressão. Dessa forma, a linha de alta pressão pode ser isolada, garantindo o correto funcionamento dos

componentes da linha de baixa pressão e mantendo a pressão abaixo de 40 bar. Os componentes utilizados estão representados na Figura 3.7 a) tanque de alta pressão e b) válvulas de esfera.

O tanque utilizado possui volume interno de 30 litros, sendo fabricado pela APEMA em aço carbono, conforme a norma ASME VIII DIV.1 ED. 2023, e submetido a teste hidrostático a 165 bar. Foram empregadas válvulas de esfera modelo 6577E/3, do fabricante CASTEL, com capacidade de operação de até 130 bar.

A sequência de desligamento do sistema é realizada da seguinte forma: considerando que, durante a operação, as duas válvulas do tanque permanecem fechadas, para desligar o sistema de maneira segura, primeiramente o compressor é desligado automaticamente, ajustando o set point de temperatura acima da temperatura de evaporação do processo. Após o desligamento do compressor, abrem-se manualmente as válvulas de entrada e saída do tanque, permitindo que parte do fluido refrigerante seja direcionada para o tanque de alta pressão. Essa operação garante que os componentes da linha de baixa pressão não excedam 40 bar quando o sistema atingir a temperatura ambiente de 25 °C.

Adicionalmente, além das duas válvulas do tanque, foram instaladas outras seis válvulas de esfera do mesmo modelo, com a finalidade de isolar o ejetor durante a realização dos testes de linha de base.

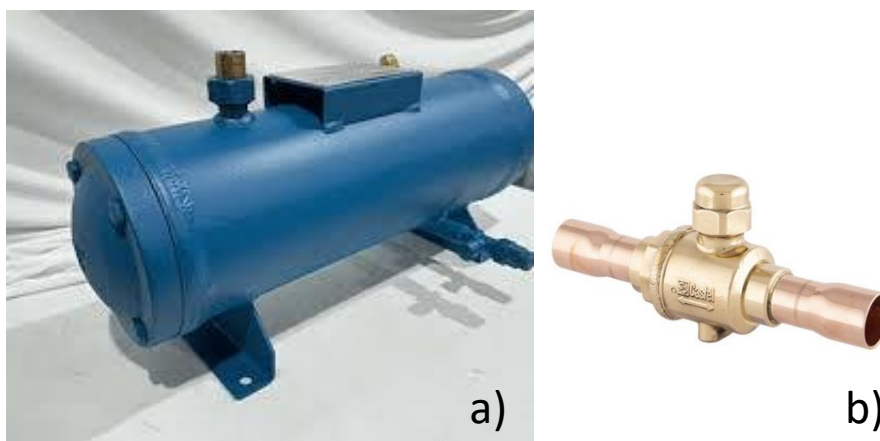


Figura 3.7 Sistema para armazenar o CO₂ na linha de alta pressão quando o sistema é desligado, sendo composto por: a) tanque de alta pressão e b) válvula de esfera.

Após a realização dos testes no ciclo base, são abertas as válvulas de esfera correspondentes para habilitar o multi-ejetor, da marca DANFOSS, modelo LP 935. Este dispositivo opera da seguinte maneira: o fluido refrigerante primário ingressa inicialmente no

filtro de alta pressão e, dependendo da capacidade de refrigeração requerida pelo sistema, o controlador seleciona qual dos ejetores será ativado para atender à demanda de capacidade.

Uma vez selecionado, a bobina aciona o ejetor, permitindo a passagem do fluido primário pelo bocal, convertendo a energia de alta pressão em elevada velocidade. Essa alta velocidade cria um efeito de sucção, atraindo o fluido secundário proveniente do evaporador para o interior do multi-ejetor. Em seguida, os fluidos primário e secundário são misturados na câmara de mistura e, posteriormente, desacelerados pelo difusor, promovendo elevação de pressão devido ao efeito de Bernoulli

Na Figura 3.8 a) estão ilustrados os sentidos de escoamento e as vazões correspondentes de cada ejetor.

O controle de capacidade do multi-ejetor é realizado por meio de um acoplamento binário de diferentes capacidades dos bocais. O multi-ejetor utilizado nesta pesquisa possui quatro ejetores, dispostos da esquerda para a direita em ordem crescente de capacidade, com vazões respectivas de $60 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, $125 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, $250 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ e $500 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, totalizando uma vazão nominal de $935 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, conforme ilustrado na Figura 3.8 b). As principais características do multi-ejetor estão detalhadas no Anexo III.

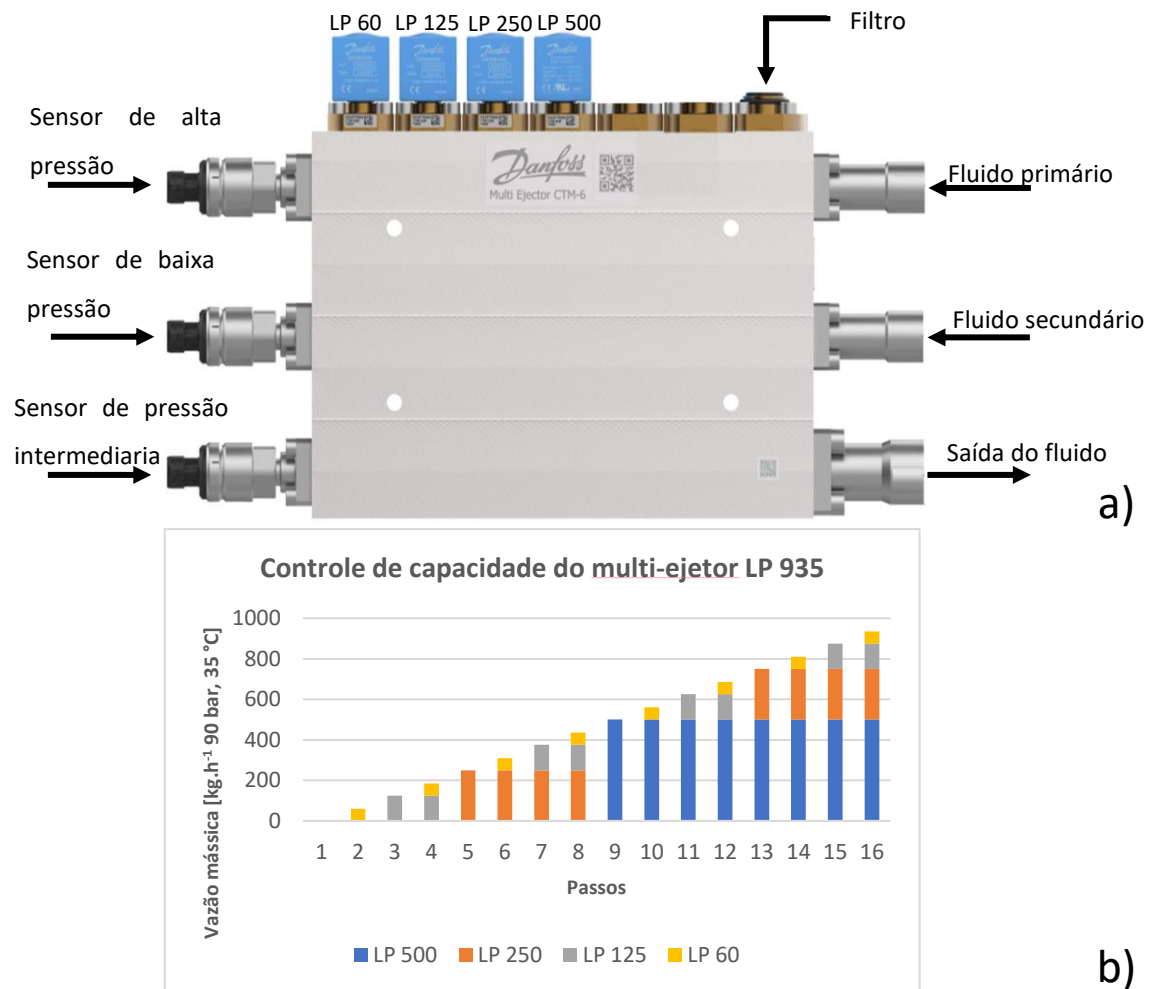


Figura 3.8 Multi-ejetor utilizado no ciclo de refrigeração transcrito a) detalhe do multi-ejetor modelo LP 935 e b) modulação das válvulas solenoides para o controle de capacidade.

Para fins de visualização do fluido refrigerante, foram instalados dois visores de líquido de 3/8", modelo 3747E/3, do fabricante CASTEL, projetados para operar a pressões de até 130 bar. Um dos visores foi instalado na saída do resfriador de gases, permitindo a observação do CO₂ na fase transcrito, enquanto o segundo visor foi posicionado na saída do ejetor, possibilitando constatar experimentalmente o fluxo bifásico do CO₂ em direção à entrada do separador de fases.

Adicionalmente, foram instaladas duas válvulas de retenção, modelo 3137EW/3, também do fabricante CASTEL, com pressão máxima permissível de 130 bar. Estas válvulas asseguram o fluxo unidirecional durante a operação do ejetor, independentemente das condições de pressão e temperatura na saída do resfriador de gases, evitando o fluxo reverso tanto no fluido

secundário proveniente do evaporador quanto no fluido na saída do ejetor quando este opera em modo de contrapressão.

Para a realização da carga de fluido refrigerante no ciclo de refrigeração transcrito, foi utilizada uma válvula de serviço da marca CASTEL, modelo 6010E/2, localizada na linha de baixa pressão, conectada à saída da válvula de expansão.

Como medida de segurança adicional, foi instalada no exterior do laboratório uma válvula de segurança, projetada para atuar caso a pressão interna do ciclo exceda 120 bar. Nessa situação, a válvula abre automaticamente, liberando CO₂ para o ambiente e aliviando a pressão excessiva. Uma vez que a pressão retorne a níveis seguros, a válvula fecha automaticamente, mantendo a pressão estável e evitando a perda adicional de fluido refrigerante.

A válvula de segurança utilizada é da marca CASTEL, modelo 3061E/3C1200, com conexão rosca de 3/8" NPT, calibrada para atuação em uma pressão de projeto de 120 bar.

Todos os componentes mencionados estão ilustrados em detalhe na Figura 3.9.

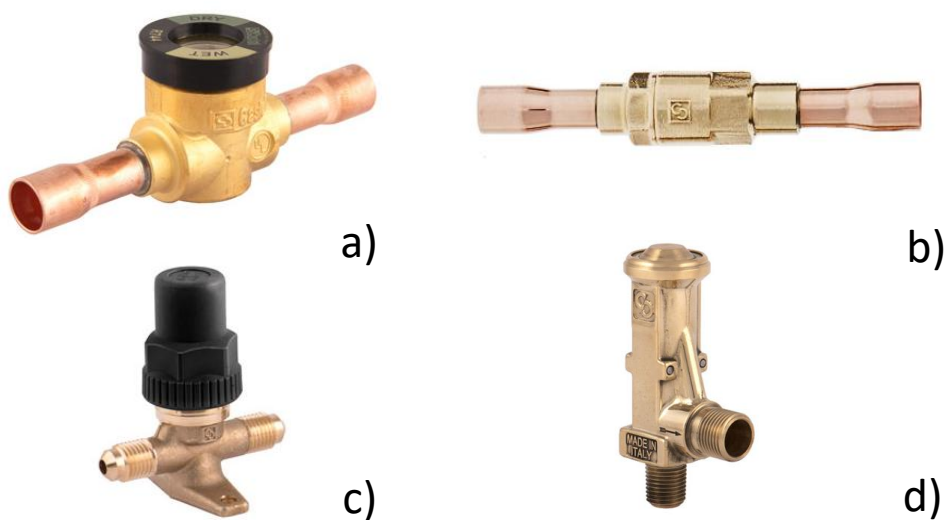


Figura 3.9 Acessórios utilizados no ciclo de refrigeração transcrito: a) visor de líquido, b) válvula de retenção, c) válvula de serviço e d) válvula de segurança calibrada a 120 bar.

3.2.2 Componentes de baixa pressão

Ao sair do multi-ejetor, o fluido refrigerante encontra-se na fase bifásica. Para garantir o correto funcionamento do sistema, foi instalado um separador de fases, equipado com um tubo pescador, que assegura a alimentação de líquido saturado no dispositivo de expansão e vapor saturado na sucção do compressor, evitando, assim, golpes de líquido.

O separador de fases utilizado é da marca TEMPRITE, modelo VR6-12, com pressão máxima de trabalho de 44 bar e volume de 4,67 litros, conforme ilustrado na Figura 3.10 a).

O vapor saturado proveniente do separador passa, em seguida, pelo filtro secador. O filtro secador empregado é da marca RAC, modelo ACR-485, com diâmetro de 5/8". Este componente possui um suporte de núcleo em nylon, projetado para proporcionar dupla vedação, impedindo a passagem de partículas sólidas.

No interior do filtro secador foi instalado um núcleo filtrante, modelo 48-DC, cuja função é remover a umidade presente no refrigerante, prevenindo problemas relacionados à corrosão. Na Figura 3.10 b) apresenta a carcaça do filtro secador, enquanto a Figura 3.10 c) exibe o núcleo filtrante.

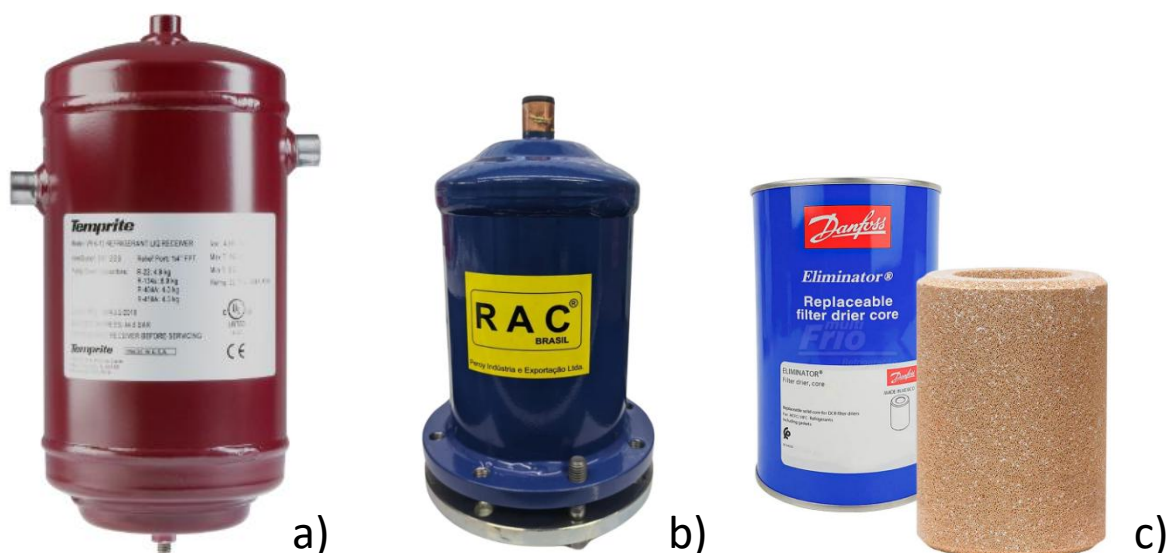


Figura 3.10 a) Separador de fases, b) carcaça do filtro secador de sucção e c) núcleo filtrante do filtro secador.

Dando continuidade à sequência do ciclo, o CO₂ passa pelo evaporador, onde ocorre a absorção da carga térmica em um processo de transferência de energia térmica. O evaporador utilizado é da marca SWEP, modelo B80ASHx30/1P, composto por 30 placas, conforme ilustrado na Figura 3.11 a). Este trocador possui uma área de transferência de calor total de 1,68 m² e foi projetado para operar em pressões de até 44 bar. O detalhamento completo do evaporador encontra-se no Anexo IV.

Como medida de segurança, em caso de emergência, em que a pressão na linha de baixa exceda 40 bar, foram instaladas duas válvulas de segurança com o objetivo de proteger componentes críticos do sistema, tais como o separador de fases, o filtro secador e o evaporador.

Ambas as válvulas são da marca CASTEL, modelo 3061/3C400, com conexão rosca de 3/8" NPT, calibradas para atuação a uma pressão de 40 bar, conforme ilustrado na Figura 3.11 b).

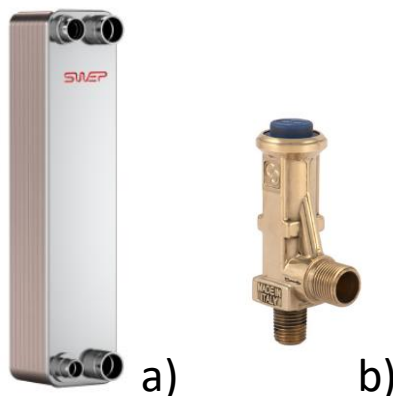


Figura 3.11 a) evaporador utilizado modelo B80ASHx30/1P e b) válvula de segurança calibrada a 40 bar.

3.2.3 Acessórios dos circuitos secundários

Os acessórios dos circuitos secundários estão divididos em duas partes: o circuito secundário para geração de carga térmica e o circuito secundário de arrefecimento para rejeição de calor.

O circuito secundário de geração de carga térmica é apresentado na Figura 3.12. Este sistema é composto por um tanque de 60 litros contendo uma mistura de propilenoglicol, formada por 19,7 kg de propilenoglicol e 23 kg de água destilada, resultando em uma concentração em massa de 46 %, o que proporciona uma temperatura de congelamento de -27 °C. Dessa forma, evita-se o congelamento da mistura quando submetida a temperaturas de evaporação de até -15 °C, valor típico em aplicações de refrigeração comercial voltadas para a linha de alimentos subresfriados.

Para a geração de carga térmica, foi utilizada uma resistência elétrica de aço inox, do fabricante Turbohot, com potência de 10 kW. A circulação da mistura é realizada por uma bomba centrífuga da marca SCHNEIDER, modelo BC-98, com potência de 1/2 CV, alimentação em 220 VAC, altura máxima de 19 m.c.a. e vazão volumétrica de $5,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.



Figura 3.12 circuito secundário utilizado para a geração de carga térmica.

O circuito de arrefecimento para rejeição de calor é composto por uma torre de resfriamento, bombas de circulação e um variador de frequência para controle da vazão. A torre de resfriamento utilizada é do tipo evaporativa, fabricada pela SEMCO, modelo VXI-9-1, conforme ilustrado na Figura 3.13 a).

O circuito de arrefecimento para rejeição de calor é composto por uma torre de resfriamento, bombas de circulação e um variador de frequência para controle da vazão. A torre de resfriamento utilizada é do tipo evaporativa, fabricada pela SEMCO, modelo VXI-9-1, conforme ilustrado na Figura 3.13 b), da marca Yaskawa, modelo V7AM23P7. Este dispositivo possui amplas funcionalidades programáveis, sendo utilizada uma entrada analógica de 0–10 V para modular a frequência da bomba, permitindo assim o controle preciso da vazão no circuito de rejeição de calor.



a)



b)

Figura 3.13 Circuito secundário de arrefecimento: a) torre de resfriamento evaporativa e b) variador de frequência.

3.3 Instrumentação e interface em labVIEW

A aquisição de dados, assim como o controle da temperatura de evaporação e da temperatura de saída do resfriador de gases, é realizada por meio da interface LabVIEW e do CLP, respectivamente. O sistema encontra-se completamente instrumentado, permitindo a obtenção das informações essenciais para a análise do desempenho energético e ambiental do ciclo de refrigeração.

Para avaliar o desempenho do ciclo de refrigeração transcrito em diferentes condições operacionais, todos os ensaios foram conduzidos em uma sala de laboratório com temperatura controlada de 20 °C. A Figura 3.14 apresenta a instrumentação empregada no ciclo, incluindo sensores de temperatura tipo NTC, transdutores de pressão, medidores de vazão tanto para o fluido secundário quanto para o fluido de saída do multi-ejetor, além de um medidor de potência para estimar a energia consumida pelo compressor. A Tabela 3-1 apresenta a faixa de medição e as principais características dos sensores utilizados no ciclo de refrigeração transcrito.

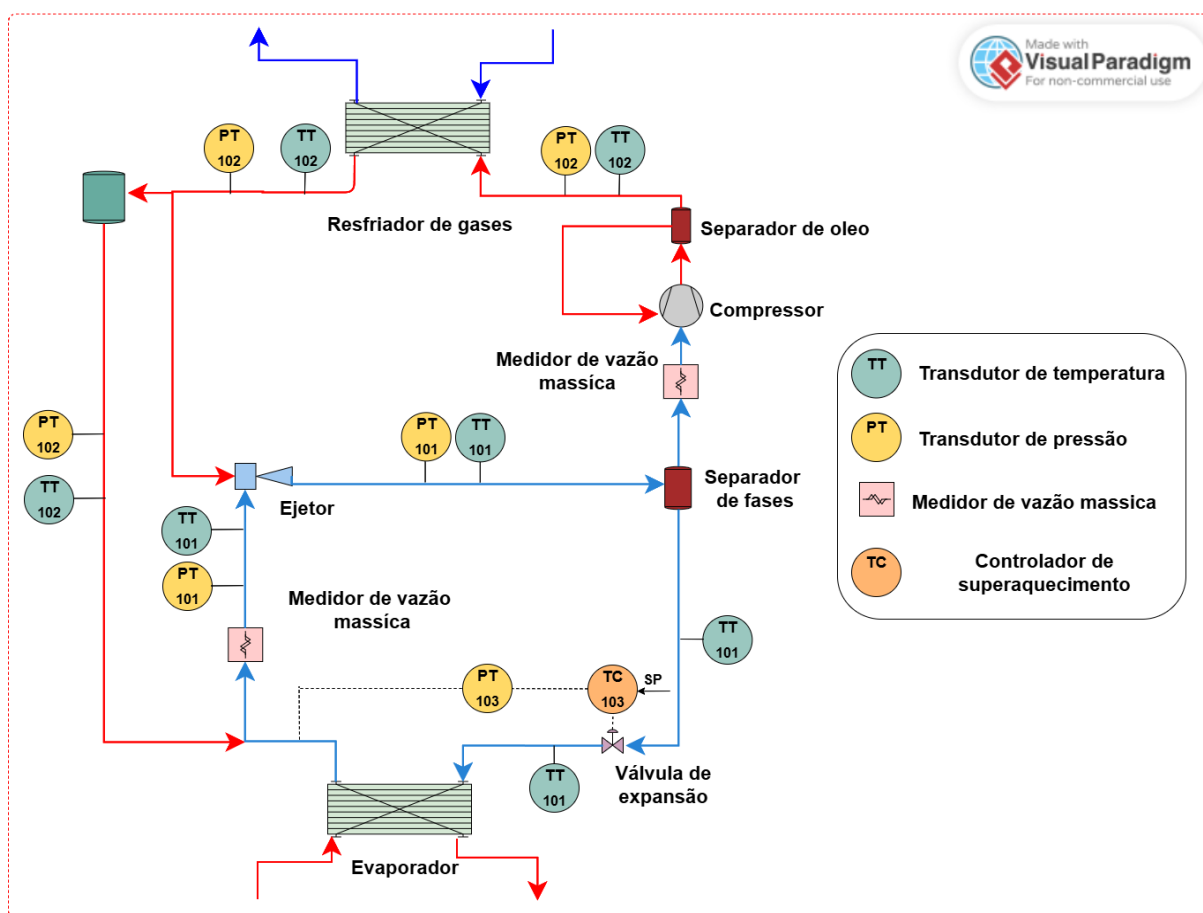


Figura 3.14 Instrumentação no ciclo de refrigeração transcrito

Tabela 3-1 Características e precisão de cada dispositivo de medição.

Número	Tipo	Variável	Faixa de operação	Precisão
4	RTD PT100	Temperatura	-50 a 400 °C	± 0,1 °C
8	Sensores NTC 103at-11	Temperatura	-50 a 90 °C	± 0,3 °C
1	Sensor NTC NTC015HT00	Temperatura	0 a 150 °C	± 0,1 °C
1	Transmissor Carel SPKT0033R0	Pressão	0 – 34,5 Bar 0 – 5 V	± 1% do fundo de escala
3	Transmissor Carel SPKT00H8C0	Pressão	0 a 120 Bar 4 – 20 mA	± 1% do fundo de escala
1	Detetor de CO ₂ GDSRI20C00	Vazamento	0 – 10000 ppm 4 – 20 mA	± 5% da leitura

2	Sensor de efeito hall FS300A	Vazão volumétrica	1- 60 L. min ⁻¹	± 5% da leitura
1	EMETER3 MT300W3200	Medidor de energia	0 – 20 kW	± 3% da leitura
1	Coriolis RHM06-4FS1PS Unidade eletrônica CMM01-290DACDCB	Vazão do fluido secundário	0,5 a 13 kg. min ⁻¹	± 0,1% da leitura
1	Coriolis RHM06-4FS1PN Unidade eletrônica CMM01-290DACDCB	Vazão de saída do ejetor	0,5 a 10 kg. min ⁻¹	± 0,1% da leitura

O sistema de aquisição de dados é constituído por um computador com o software LabVIEW previamente instalado. O chassi utilizado é o modelo NI cDAQ-9178, responsável por transferir ao computador os sinais elétricos provenientes dos módulos de aquisição. O chassi possui oito slots, permitindo a realização de medições digitais e analógicas, bem como a disponibilização de saídas analógicas (para controle PID) ou digitais (para controle liga/desliga). Na Tabela 3-2 apresenta os instrumentos e módulos empregados no monitoramento das variáveis de interesse.

Tabela 3-2 – Módulos e instrumentos que compõem o sistema de monitoramento em labVIEW.

Modulo (E/S)	Número de canais	Tipo de sinal	Faixa de medição	Seção
NI 9203 (E)	8	Analógica	4 - 20 mA	Med. Vazão mássicos
NI 9217 (E)	4	Analógica	-15 – 50 °C	PT100
NI 9264 (S)	16	Analógica	0-10 V	Pressostatos Resistencia
NI 9401 (E/S)	8	Digital	0 – 100 kHz	Med. Vazão volumétricos

Nos testes experimentais, o sistema deve atingir o regime permanente, condição em que suas variáveis se encontram estáveis. Esse regime é determinado a partir da oscilação de cada parâmetro do sistema, como os valores fornecidos pelos sensores de pressão, temperatura e vazão mássica.

Para alcançar o regime permanente, são controladas as seguintes variáveis sensíveis: temperatura de evaporação (associada à geração de carga térmica), temperatura de saída do resfriador de gases (rejeição de calor), rotação do compressor, superaquecimento do fluido na sucção do compressor e, por fim, a capacidade do ejetor.

A temperatura de evaporação é estimada indiretamente por meio de um transdutor de pressão, utilizando-se um polinômio de quinta ordem para calcular os valores da temperatura de saturação. Uma vez determinada a temperatura, é aplicada a carga térmica, implementando-se um controle liga/desliga da resistência elétrica do circuito secundário de propilenoglicol. Esse controle apresenta uma histerese de 0,1 °C e foi realizado por meio do módulo NI 9264. Devido à elevada frequência de comutação entre os estados de liga e desliga da resistência, foi empregado um relé de estado sólido com capacidade nominal de 50 A.

Adicionalmente, foi empregado um Controlador Lógico Programável (CLP) da marca CAREL, modelo ECU70TS0C0, para o controle da temperatura de saída do resfriador de gases. O controlador também incorpora o gerenciamento da temperatura de evaporação, modulando a velocidade do compressor por meio de comunicação RS485 com o compressor BLDC.

A temperatura de saída do resfriador de gases foi controlada por meio de uma saída analógica de 0–10 V, conectada à entrada analógica do inversor de frequência da bomba da torre de resfriamento. Dessa forma, é possível ajustar a rotação da bomba, garantindo uma temperatura constante na rejeição de calor do ciclo transcrito. Na Figura 3.15, é apresentado o controle da temperatura de saída do resfriador de gases para uma condição de set point de 34 °C.

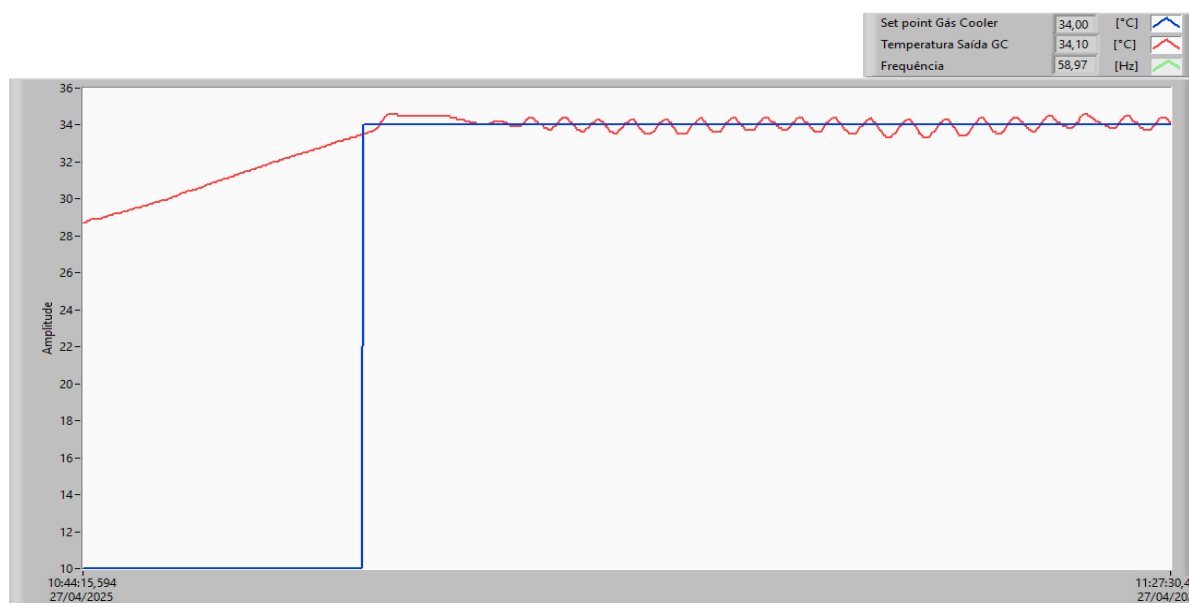


Figura 3.15 Controle de temperatura de saída do gás cooler.

De forma semelhante, o CLP possui internamente uma porta de comunicação específica para o inversor BLDC do fabricante CAREL, modelo PS20018404100. Esse inversor permite variar a rotação do compressor em uma faixa de 25 a 80 RPS. A variação da velocidade do compressor, em conjunto com o acionamento da resistência elétrica, é utilizada para controlar a temperatura de evaporação no ciclo transcrito. Na Figura 3.16, é apresentado o controle da temperatura de evaporação para um set point de -3 °C.



Figura 3.16 Controle de temperatura de evaporação.

Para controlar o superaquecimento no compressor, foi utilizado um controlador EVD Evolution da CAREL, modelo EVD0000T50, equipado com uma tela LCD, modelo

EVDIS00PT0. Esse dispositivo permite visualizar em tempo real os principais parâmetros ajustados na válvula de expansão. O controlador opera com um sistema PID que modula a abertura da válvula de acordo com o set point de superaquecimento, abrindo a válvula quando o superaquecimento estiver acima do valor desejado e fechando-a quando estiver abaixo.



Figura 3.17 Controladores utilizados no ciclo de refrigeração transcrito. a) NI 9264 para o controle de temperatura de evaporação, b) CLP HECU ECU70TS0C0 para controlar a temperatura de saída do resfriador de gases e rotação do compressor e c) controlador EVD EVD0000T50 para o controle de superaquecimento na sucção do compressor.

Para viabilizar a comunicação entre os controladores e o sistema supervisor, foi utilizado um conversor modelo CVSTDUMOR0, da marca CAREL, permitindo a conexão via RS485 dos diferentes controladores com o computador responsável pela aquisição de dados e monitoramento do sistema. Foram desenvolvidas duas interfaces para apresentar os principais equipamentos e a instrumentação utilizada na avaliação do desempenho energético do ciclo de refrigeração transcrito, tanto para o sistema convencional quanto para o sistema com ejetor. A Figura 3.18 apresenta o sistema supervisor implementado em LabVIEW para os testes do ciclo de refrigeração transcrito, enquanto a Figura 3.19 mostra a interface desenvolvida para os testes com ejetor.

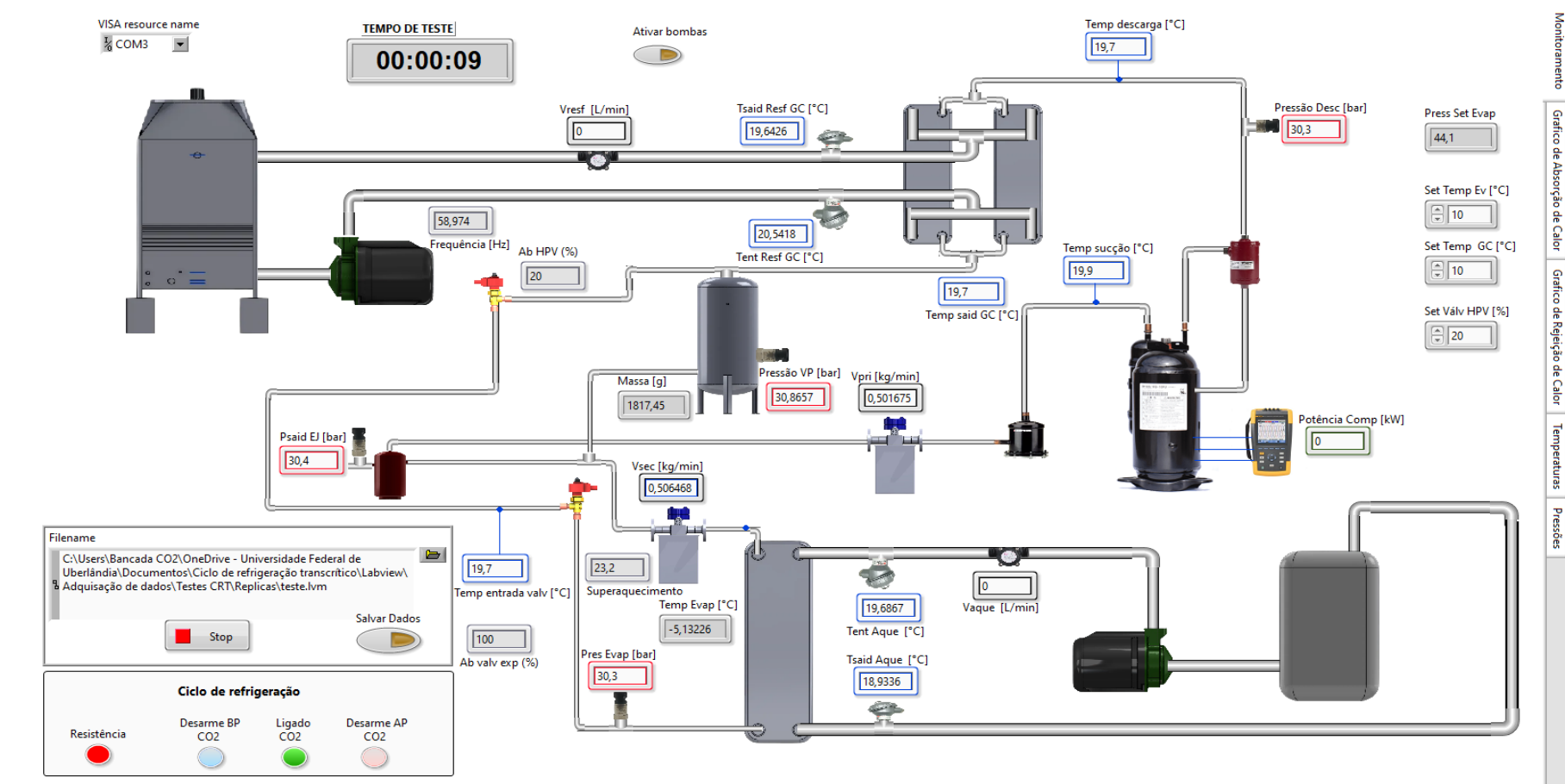


Figura 3.18 Supervisor em labVIEW para os testes no ciclo de refrigeração transcrito.

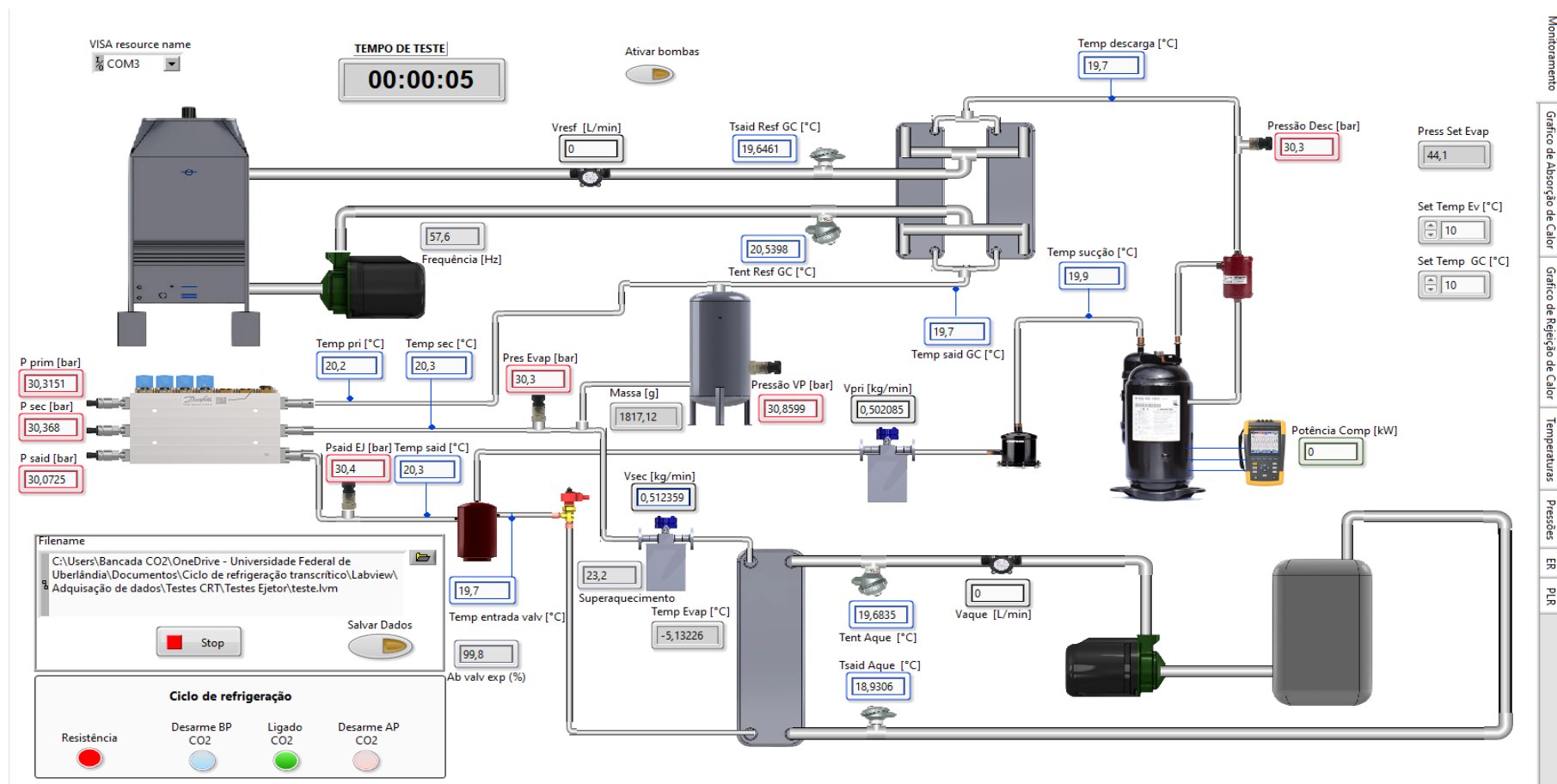


Figura 3.19 Supervisor em labVIEW para os testes no ciclo de refrigeração transcrito com ejetor.

3.4 Carga de fluido refrigerante

A carga de fluido refrigerante desempenha um papel fundamental na eficiência energética do ciclo de refrigeração transcrito, uma vez que uma quantidade insuficiente de fluido pode resultar em maior consumo de energia pelo compressor. Por outro lado, uma carga excessiva pode levar à operação inundada dos trocadores de calor, tanto do evaporador quanto do resfriador de gases, provocando golpe de líquido no compressor. Portanto, nesta seção, a carga de fluido refrigerante será estimada de forma preliminar, considerando apenas os volumes e dimensões dos trocadores de calor, compressor, separador de fases, tubulação, medidores de vazão Coriolis e filtro secador, com base na montagem apresentada anteriormente na Figura 3.1.

É importante salientar que, devido à mudança de fase no evaporador e à presença do fluido na fase transcrito no resfriador de gases, foram estimados os valores médios das densidades na entrada e na saída de cada trocador de calor, permitindo a determinação aproximada da carga de fluido refrigerante em cada componente. A carga de fluido refrigerante no separador de fases foi estimada de forma a garantir vapor saturado na sucção do compressor e líquido saturado na entrada do dispositivo de expansão, considerando-se um volume de líquido correspondente a 10 % e de vapor, 90 %. Os valores de carga de fluido refrigerante no ciclo de refrigeração transcrito foram determinados para uma temperatura de evaporação de -15 °C, temperatura de saída do resfriador de gases de 37 °C e superaquecimento no compressor de 10 K.

Entretanto, considerando que o CO₂ deve ser expandido no vaso de pressão durante o processo de desligamento da bancada, foi estimada uma carga de fluido refrigerante para uma condição de temperatura e pressão de 25 °C e 20 bar, respectivamente, resultando em uma massa de 1,19 kg no interior do vaso. Essa condição foi definida com o objetivo de evitar a formação de gelo seco no sistema, que ocorreria a uma pressão de 5,18 bar e temperatura de -56,56 °C. Os valores estimados da carga de fluido refrigerante para os diferentes componentes mencionados anteriormente estão apresentados na Tabela 3-3.

Tabela 3-3 Carga de fluido refrigerante para os diferentes componentes do ciclo de refrigeração transcrito.

Componente	Vol (L)	Pres (bar)	Temp (°C)	Massa (kg)
Separador de fases	4,7	22,91	-15	0,73
Vaso de pressão	30	10	25	1,19
Tubulação	1	26,57	-9,9	0,35
Resfriador de gases	0,6	90,49	96,83	0,22
Evaporador	1,4	22,91	-15	0,18
Coriolis fluido primário	2	22,91	-5	0,12
Coriolis sucção compressor	2	22,91	-5	0,12
Compressor	1,5	22,91	-5	0,18
Filtro secador	1	22,91	-5	0,06
Total	44,52			3,15

Com os valores obtidos da carga de fluido refrigerante, foram elaborados gráficos, apresentados na Figura 3.20, com o objetivo de visualizar a distribuição de volume e carga de fluido refrigerante nos principais componentes do ciclo de refrigeração transcrito. A análise dos gráficos evidencia que a maior parte do volume é ocupada pelo separador de fases e pelo vaso de pressão, correspondendo, respectivamente, a 68 % e 11 % do volume total. Por outro lado, a distribuição da carga de fluido refrigerante apresenta 23 % no separador de fases e 38 % no vaso de pressão.

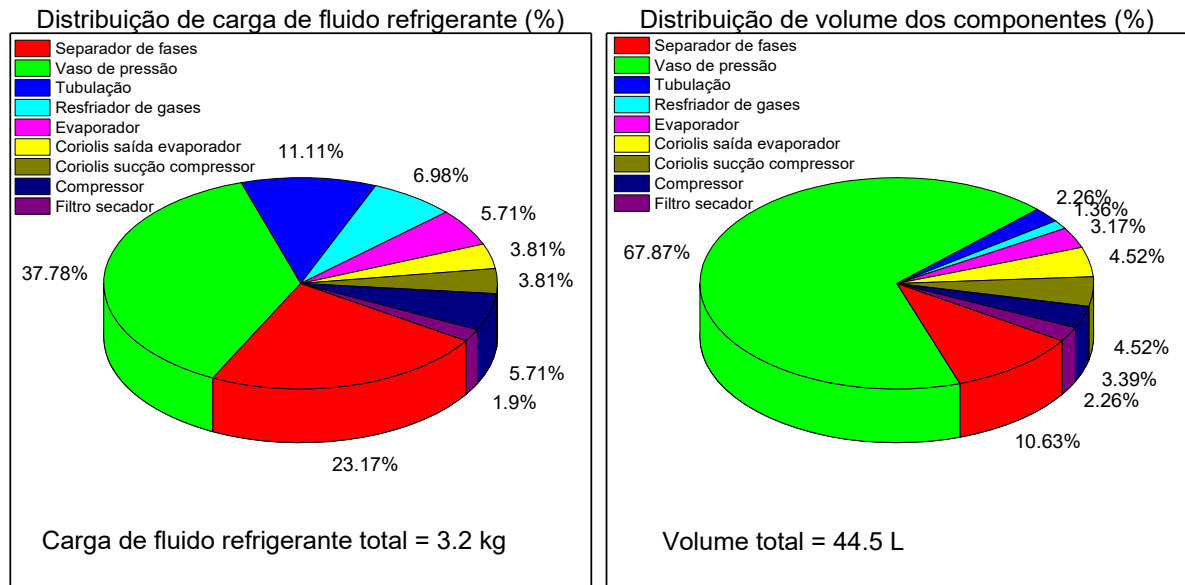


Figura 3.20 Distribuição de carga de fluido refrigerante e volume no ciclo de refrigeração transcrito.

Existe uma condição de segurança definida para o desligamento do sistema, uma vez que, se a temperatura no ciclo de refrigeração transcrito atingir a temperatura ambiente, os componentes da linha de baixa pressão podem ser danificados devido ao aumento da pressão. Para análise, foram considerados três cenários com o objetivo de avaliar o comportamento da pressão interna do sistema durante o desligamento da bancada. No primeiro cenário, é estimada a pressão de equalização no instante inicial de uma eventual queda de energia, desconsiderando o vaso de pressão, para condições de temperatura de evaporação e saída do resfriador de gases de $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $34\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivamente. No segundo cenário, é calculada a pressão que o sistema atingiria para uma temperatura ambiente de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ na sala de testes. No último cenário, é estimada a pressão de equalização considerando a ativação do vaso de pressão para uma temperatura de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. A Figura 3.21 resume os resultados obtidos, evidenciando a importância do vaso de pressão entre as linhas de alta e baixa pressão, com o objetivo de evitar o aumento excessivo da pressão de equalização do sistema.

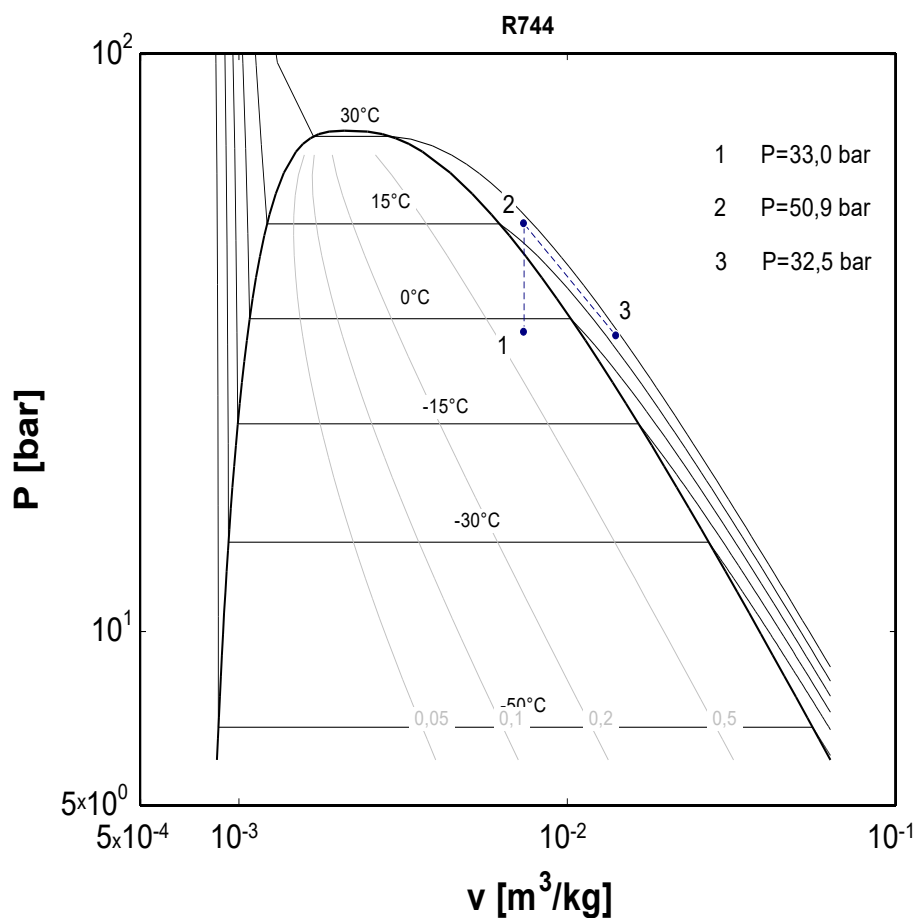


Figura 3.21 Comportamento da pressão no ciclo de refrigeração transcritical para diferentes cenários.

Conforme mencionado anteriormente, no procedimento de partida do sistema para a realização dos testes, deve ser considerada a quantidade de CO₂ armazenada no vaso de pressão. Para isso, foi estabelecida uma correlação experimental utilizando uma balança em conjunto com um sensor de pressão, sob condições controladas de temperatura de 20 °C na sala de testes, com o objetivo de determinar a carga de fluido refrigerante presente no vaso em função da pressão. Com base nessa correlação, estimou-se que a carga de fluido refrigerante armazenada no vaso de pressão para uma condição de 20 bar é de 1,197 kg. Nessa condição, o vaso de pressão é isolado para o início dos experimentos. A Figura 3.22 apresenta a correlação experimental utilizada para determinar a carga de fluido refrigerante armazenada no vaso de pressão.

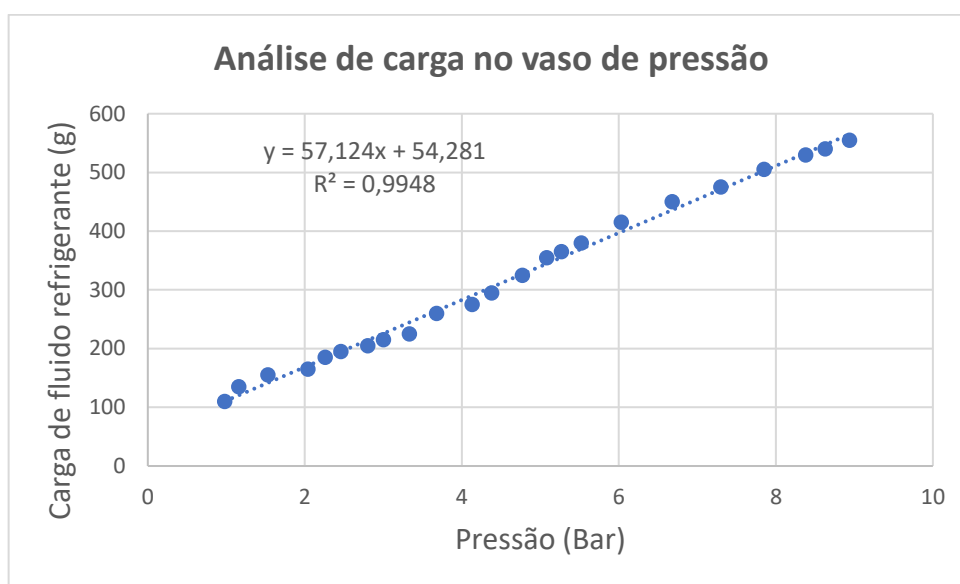


Figura 3.22 Correlação experimental utilizada para determinar a carga de fluido refrigerante no vaso de pressão, para uma temperatura controlada na sala de testes de 20 °C.

3.5 Cálculo de desempenho energético

Antes da realização dos cálculos para estimar o desempenho energético do ciclo de refrigeração transcrito, os testes foram conduzidos de forma a garantir que o sistema atingisse a condição de regime permanente. Considerando que as temperaturas de evaporação e de saída do resfriador de gases permanecem constantes, o tempo médio necessário para atingir a condição estável em cada ensaio é de aproximadamente duas horas, valor determinado empiricamente para assegurar a estabilidade das diferentes variáveis do sistema. Ressalta-se que a contagem do tempo inicia a partir do momento em que o sistema atinge uma temperatura de -15 °C, sendo em seguida aplicadas as diferentes condições de teste.

Para cada ensaio, a condição de regime permanente é definida com base em uma oscilação máxima de 2% nas variáveis de pressão, temperatura e vazão mássica. Uma vez atingido o regime permanente, os dados são coletados a cada 3 segundos, durante um período total de 25 minutos. As informações registradas são posteriormente analisadas para avaliar o desempenho do sistema sob diferentes condições de operação.

Na análise de desempenho, assume-se que todos os componentes operam em regime permanente e com fluxo constante. Não são consideradas as variações de energia cinética e potencial, os processos de expansão nas válvulas são tratados como isoentrópicos, e são

desconsideradas tanto as quedas de pressão ao longo do sistema quanto a transferência de calor com o meio ambiente, mesmo com o isolamento térmico de tubulações e componentes.

A capacidade de refrigeração é calculada pela Eq. (3.1), considerando a condição de regime permanente e tomando como volume de controle o evaporador, onde $\dot{m}_{evap}$ representa a vazão mássica no evaporador e Δh_{evap} é a capacidade de refrigeração específica, obtida pelas entalpias de entrada e saída do evaporador. De forma análoga, a taxa de rejeição de calor no resfriador de gases foi calculada utilizando o mesmo procedimento.

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_{evap}(\Delta h_{evap}) \quad (3.1)$$

Os balanços de energia também foram realizados no circuito de aquecimento, no qual a carga térmica ($\dot{Q}_{Aquec}$) é fornecida a um reservatório por meio de uma resistência elétrica no circuito secundário. A carga térmica é expressa pela Eq. (3.2), em que $\dot{q}_{prop}$ representa a vazão volumétrica, indicada em litros por minuto, enquanto a massa específica (ρ_{prop}) e o calor específico (CP_{prop}) foram estimados para uma mistura com concentração em massa de 45% de propilenoglicol e 55% de água destilada. As variáveis $T_{prop,said}$ e $T_{prop,ent}$ correspondem às temperaturas de saída e entrada do propilenoglicol, respectivamente.

$$\dot{Q}_{Aquec} = \dot{q}_{prop} \cdot \rho_{prop} \cdot CP_{prop} (T_{prop,said} - T_{prop,ent}) \quad (3.2)$$

O cálculo do rendimento do sistema, expresso pelo coeficiente de desempenho (COP) de refrigeração, foi realizado a partir da razão entre a capacidade de refrigeração $\dot{Q}_{Evap}$ e o consumo de energia do compressor $\dot{W}_{Comp}$, conforme é ilustrado na Eq. (3.3).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{W}_{Comp}} \quad (3.3)$$

3.6 Estimação das incertezas de medição

A avaliação de incerteza foi realizada utilizando o método de propagação de incertezas, com o auxílio do software EES, que fundamenta seus cálculos na metodologia proposta por (MOFFAT, 1998). De forma resumida, inicialmente é definido o mensurando em função das variáveis de entrada. Em seguida, são avaliadas as incertezas associadas a cada variável de entrada, considerando o tipo de incerteza, a distribuição de probabilidade, os graus de liberdade e o fator de abrangência, conforme expresso na Eq. (3.4).

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (3.4)$$

Em seguida, é calculada a incerteza-padrão $u(x_n)$ para cada variável x_n , de acordo com o tipo de distribuição de probabilidade correspondente. As incertezas-padrão individuais são então utilizadas para determinar a incerteza-padrão combinada, conforme apresentado na Eq. (3.5).

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} (x_i x_j) \quad (3.5)$$

Após a determinação da incerteza-padrão combinada, calcula-se o número de graus de liberdade efetivos (ν) e, em seguida, o fator de abrangência (k), para o intervalo de confiança desejado. A partir desses valores, obtém-se a incerteza expandida, conforme apresentado na Eq. (3.6).

$$U(y) = k \cdot u_c(y) \quad (3.6)$$

O resultado da medição (RM) é expresso como a média do mensurando acrescida ou reduzida da incerteza expandida, conforme apresentado na Eq. (3.7). O fator de abrangência utilizado depende do número de graus de liberdade e corresponde a um intervalo de confiança de 95 %.

$$RM = \dot{x} \pm U(y) \text{ [unidade]} \quad (3.7)$$

3.7 Cálculo de impacto ambiental

O impacto ambiental foi estimado utilizando a metodologia *TEWI* (*Total Equivalent Warming Impact*), conforme (AIRAH, 2012). Nesta abordagem, são considerados os impactos diretos e indiretos associados ao uso de fluidos refrigerantes em aplicações HVAC-R. Os impactos diretos (*TEWI_Diretos*) estão relacionados a vazamentos anuais decorrentes de operações normais, perdas catastróficas e serviços de manutenção. Por sua vez, os impactos indiretos (*TEWI_Indiretos*) referem-se à geração de energia elétrica necessária para o acionamento do sistema de refrigeração. O impacto ambiental total, representado pelo *TEWI*, é apresentado na Eq. (3.8), enquanto as Eqs. (3.9) e (3.10), descrevem os impactos diretos e indiretos, respectivamente.

$$TEWI = GWP_{100} \cdot m_{ref} \cdot L_{annual} \cdot n + GWP_{100} \cdot m_{ref} (1 - \alpha_{rec}) + E_{annual} \cdot \beta \cdot n \quad (3.8)$$

$$TEWI_{Direto} = GWP_{100} \cdot m_{ref} \cdot L_{annual} \cdot n + GWP_{100} \cdot m_{ref} (1 - \alpha_{rec}) \quad (3.9)$$

$$TEWI_{Indireto} = GWP_{100} \cdot m_{ref} (1 - \alpha_{rec}) \quad (3.10)$$

Onde:

- *TEWI*: Impacto total equivalente de aquecimento global, [kgCO₂];
- *GWP₁₀₀*: Potencial de aquecimento global do refrigerante, relativo ao CO₂, considerado em um horizonte de 100 anos, (GWP CO₂=1);
- *m_{ref}*: Carga de refrigerante no sistema, [kg];
- *L_{annual}*: Taxa anual de refrigerante emitido por vazamento (substituição de refrigerante ou vazamento), [%]. sendo considerado de 1% para países desenvolvidos e 15% para países em desenvolvimento (IPCC, 2019);

- n : Vida útil do equipamento, [anos], sendo considerado de 10 anos para países desenvolvidos e 15 anos para países em desenvolvimento (IPCC, 2019);
- α_{rec} : Fator de recuperação ou reciclagem ao final da vida útil do equipamento, [%], para países desenvolvidos é de 70%, enquanto para países em desenvolvimento é de 0% (IPCC, 2019);
- E_{annual} : Energia elétrica consumida pelo equipamento, [kWh.ano⁻¹];
- β : Fator de emissão indireta, que representa as emissões de CO₂ na geração de eletricidade, [kgCO₂.kWh⁻¹].

4. CAPÍTULO IV

ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo, são apresentados os resultados em sete etapas. A primeira etapa refere-se aos resultados obtidos para o sistema de refrigeração transcrito clássico (CRT), considerando diferentes condições de temperatura de evaporação e de saída do resfriador de gases, assim como os efeitos da abertura da válvula de alta pressão (VAP) no sistema. Na segunda etapa, são apresentados os resultados obtidos com a implementação do multi-ejetor, analisando-se o desempenho do ciclo de refrigeração em função das temperaturas de evaporação e de saída do resfriador de gases, com o objetivo de aumentar a eficiência do sistema.

A terceira etapa consiste na análise do comportamento do ejetor para diferentes condições de temperatura e pressão, tanto do fluido primário quanto do fluido secundário. Na quarta etapa, é realizada a comparação experimental entre o ciclo de refrigeração transcrito convencional e o ciclo transcrito com ejetor, destacando-se os principais resultados em termos de desempenho energético e temperatura de descarga do compressor.

Na quinta etapa, são propostas correlações derivadas dos resultados experimentais, expressando o comportamento da taxa de arrastamento, da taxa de elevação de pressão e do COP em função da temperatura primária, bem como das pressões de evaporação e de saída do resfriador de gases. Na sexta etapa, os dados obtidos são comparados com os resultados disponíveis na literatura e por fim, na sétima etapa é realizada uma análise TEWI para estimar o impacto ambiental do ciclo de refrigeração transcrito com e sem o multi-ejetor.

4.1 Ciclo de refrigeração transcrito

Nesta primeira etapa, é analisado o ciclo de refrigeração transcrito. O sistema foi avaliado com o objetivo de investigar suas potencialidades em função da abertura da válvula de alta pressão, bem como das temperaturas de evaporação e de saída do resfriador de gases. Foram obtidos resultados referentes à eficiência, ao consumo energético, à capacidade de refrigeração do sistema, além das temperaturas de sucção e de descarga do compressor.

Para avaliar as potencialidades do ciclo de refrigeração transcrito (CRT), foram alterados e controlados os seguintes parâmetros: temperatura de evaporação, temperatura de saída do resfriador de gases, rotação do compressor, superaquecimento e abertura da válvula de alta pressão (VAP). Os testes foram realizados considerando uma carga térmica constante de 5 kW. Na Tabela 4-1 apresenta as faixas operacionais das variáveis controladas e as variáveis manipuladas correspondentes.

Tabela 4-1 variáveis controladas para realizar a avaliação experimental do CRT.

Variável controlada	Faixa de operação	Variável manipulada
Temperatura de evaporação	-12, -9, -6 e -3 °C	O controle é baseado inicialmente na pressão de evaporação. Para aumentar a temperatura de evaporação, utiliza-se uma resistência em modo liga/desliga. Para reduzir a temperatura de evaporação, utiliza-se o driver inversor.
Abertura VAP	60, 70, 80, e 90 %	A abertura da válvula é mantida fixa através do CLP que comunica o valor desejado de abertura através do protocolo Modbus.
Rotação do compressor	25 a 80 RPS	A modulação da rotação do compressor é realizada pelo CLP da Carel, que envia o sinal para o driver BLDC. O aumento da rotação acontece automaticamente quando a temperatura de set point de evaporação diminui e vice-versa.
Superaquecimento	10 K	O controle é realizado pelo controlador Carel, que monitora a temperatura de saturação. Essa temperatura é então comparada com a temperatura de sucção do compressor para ajustar o superaquecimento conforme necessário, fechando a válvula para aumentá-lo e abrindo-a para diminuí-lo.
Temperatura de saída do resfriador de gases	31, 34 e 37 °C	A temperatura de saída do resfriador de gases é mantida constante pelo controle da vazão da bomba centrífuga da torre de resfriamento, apresentando comportamento inverso: aumento da vazão reduz a temperatura e vice-versa.

Considerando que um dos principais objetivos desta pesquisa é demonstrar a relevância do sistema de refrigeração transcrito em climas temperados, o compressor operou em aplicações de média temperatura, típicas do resfriamento de alimentos em supermercados, condição que permite a operação com temperaturas de rejeição de calor acima de 30 °C. As condições de operação foram selecionadas de forma a evitar temperaturas de descarga superiores a 120 °C, bem como pressões na linha de baixa inferiores a 40 bar. Por esse motivo, não foi possível conduzir experimentos com temperaturas de saída do resfriador de gases acima de 37 °C, uma vez que qualquer instabilidade na carga térmica, associada à elevada temperatura de descarga, poderia acionar a válvula de segurança de alta pressão, conforme verificado em testes preliminares na bancada experimental.

Na Figura 4.1 são apresentados os gráficos de validação da bancada experimental. Observa-se desvios menores, em torno de 5 %. Esse comportamento pode ser explicado pela precisão do medidor de vazão Coriolis, utilizado no lado do fluido refrigerante, fechando os balanços de energia no sistema.

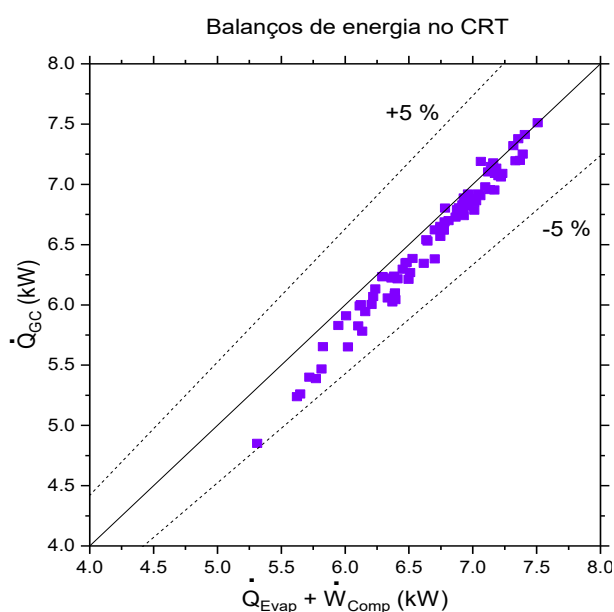


Figura 4.1 Validação da bancada experimental realizando um balanço de energia total.

Na Figura 4.2 é apresentado o comportamento do consumo de potência do sistema em função da temperatura de evaporação e da abertura da válvula de alta pressão (VAP), considerando diferentes temperaturas e pressões de saída do resfriador de gases.

Nas Figura 4.2 a), b) e c) observa-se que o consumo de potência diminui à medida que a temperatura de evaporação aumenta, enquanto o aumento da temperatura de saída do resfriador

de gases provoca o efeito oposto, elevando o consumo de potência no ciclo de refrigeração. Além disso, verificou-se que a potência requerida aumenta com a maior abertura da válvula de alta pressão, especialmente para temperaturas de evaporação mais elevadas. Para temperaturas de evaporação mais baixas, entretanto, não foram observadas variações significativas no consumo de energia. Durante a execução dos testes, também foi constatado que o tempo de aquecimento da resistência elétrica aumenta conforme a temperatura de evaporação se eleva, ocasionando uma maior dispersão nos dados registrados.

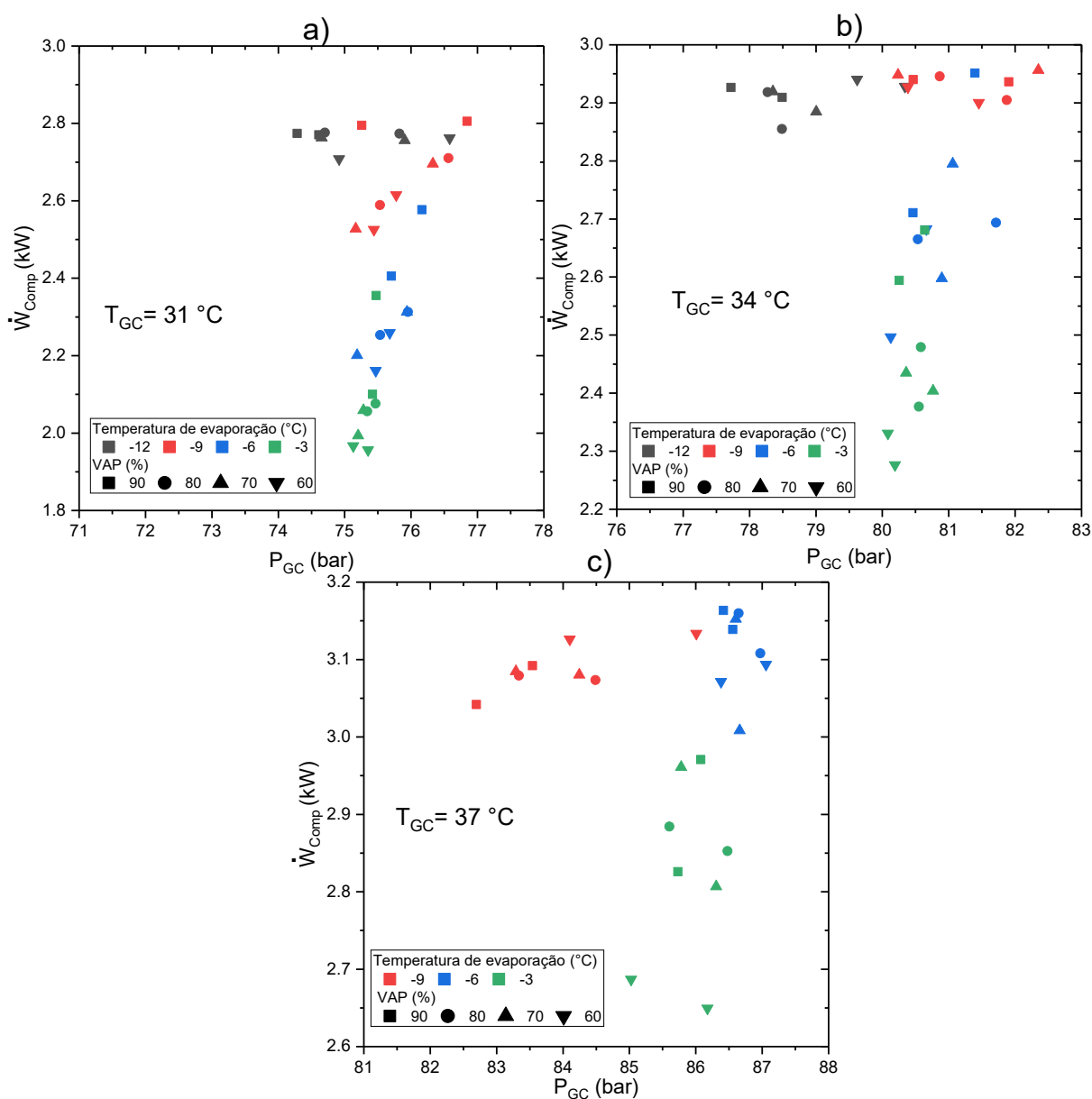


Figura 4.2 Consumo de potência do CRT em função da temperatura de evaporação e abertura da VAP, para diferentes pressões e temperaturas de saída do resfriador de gases: a) 31 °C, b) 34 °C e c) 37 °C.

Na Figura 4.3 é apresentada a temperatura de descarga em função da temperatura de sucção, para cada condição de temperatura de evaporação e abertura da válvula de alta pressão. Observa-se que, para todas as condições analisadas, a temperatura de descarga aumenta à medida que a temperatura de evaporação diminui. Esse comportamento é esperado, uma vez que a redução da temperatura de evaporação eleva a razão de pressão no compressor, aumentando o consumo de potência, conforme discutido anteriormente, e impactando diretamente na temperatura de descarga.

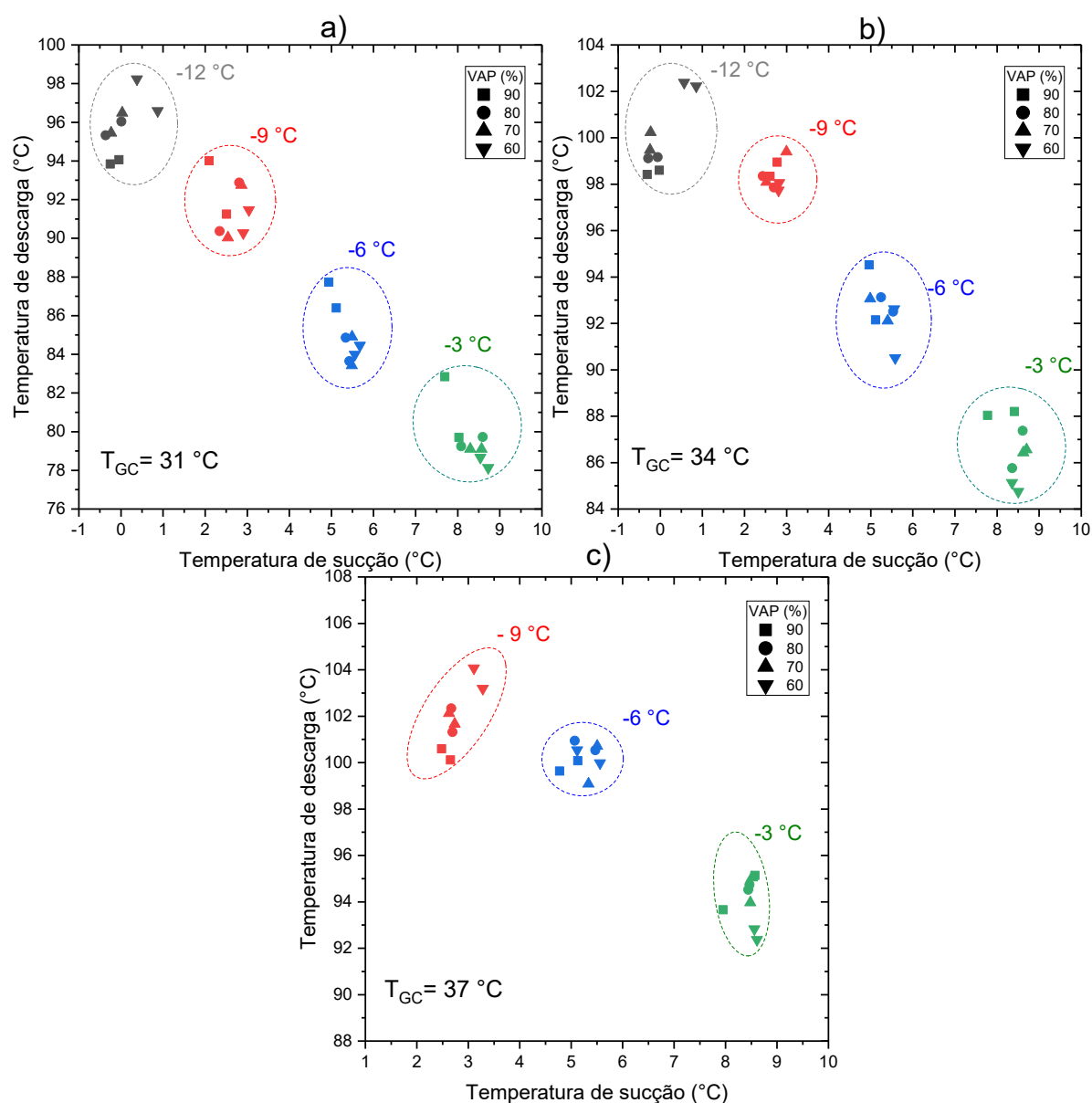


Figura 4.3 Comportamento da temperatura de descarga em função da temperatura de sucção e abertura da VAP, para diferentes pressões e temperaturas de saída do resfriador de gases: a) 31°C , b) 34°C e c) 37°C .

Adicionalmente, na figura anterior verificou-se que a temperatura de descarga apresenta maiores valores à medida que a temperatura de saída do resfriador de gases aumenta, comportamento justificado pelo acréscimo da temperatura de rejeição de calor, que eleva a pressão no resfriador de gases. Em relação à abertura da válvula de alta pressão, não foi identificada uma tendência definida nos dados.

Na Figura 4.4 é apresentado o comportamento da capacidade de refrigeração em função dos parâmetros mencionados anteriormente. Nas Figura 4.4 a), b) e c), observa-se que a capacidade de refrigeração aumenta com o aumento da temperatura de evaporação, especialmente para maiores aberturas da válvula de alta pressão. Em contrapartida, o incremento da temperatura de saída do resfriador de gases reduz a capacidade de refrigeração.

Adicionalmente, verificou-se que, para menores temperaturas de evaporação, a resistência elétrica permaneceu desligada por períodos mais longos, o que contribuiu para uma maior dispersão nos valores de capacidade de refrigeração. Por outro lado, com o aumento da pressão de saída do resfriador de gases, a capacidade de refrigeração apresentou incremento, enquanto a abertura da válvula de alta pressão não evidenciou uma tendência clara nos resultados.

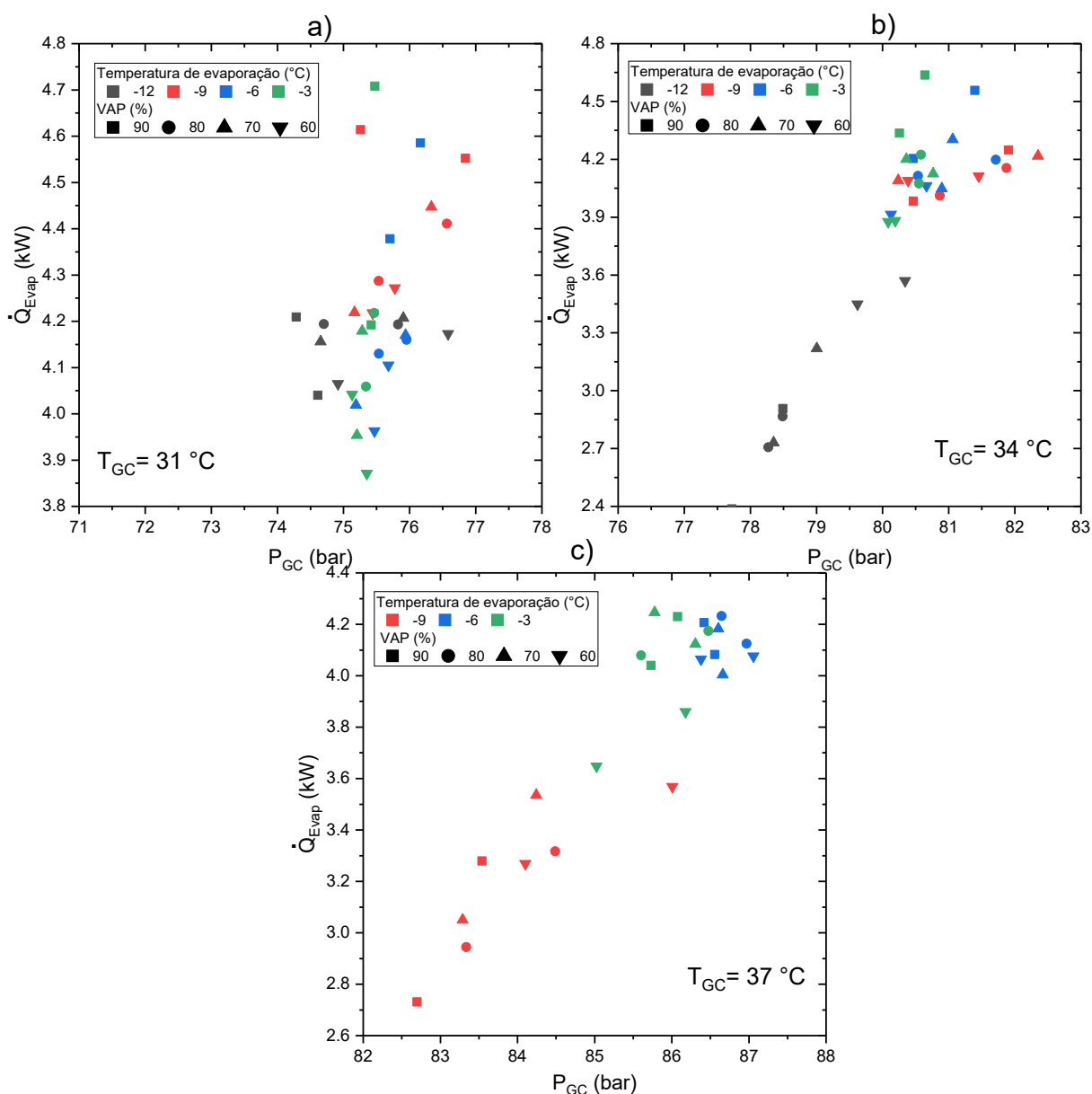


Figura 4.4 Capacidade de refrigeração do CRT em função da temperatura de evaporação e abertura da VAP, para diferentes pressões e temperaturas de saída do resfriador de gases: a) 31 °C, b) 34 °C e c) 37 °C.

Na Figura 4.5 é apresentado o comportamento do desempenho do sistema para diferentes temperaturas de evaporação, em função da temperatura e da pressão de saída do resfriador de gases. Nas Figura 4.5 a), b) e c), observa-se que o coeficiente de desempenho (COP) aumenta com o incremento da temperatura de evaporação. Esse comportamento é esperado, uma vez que a diminuição da relação de pressão no compressor reduz o consumo de energia do sistema.

Além disso, em cada figura, verifica-se que o COP tende a aumentar quando a abertura da válvula de alta pressão é reduzida. Esse efeito decorre do fato de que, para uma mesma temperatura de saída do resfriador de gases, a pressão no resfriador aumenta à medida que a

válvula de alta pressão se fecha, fazendo com que o aumento da capacidade de refrigeração predomine sobre o consumo de potência, resultando no incremento do COP do sistema.

Quanto à pressão de saída do resfriador de gases, observa-se que esta aumenta com o incremento da temperatura de saída do resfriador, corroborando o efeito observado sobre o desempenho do ciclo.

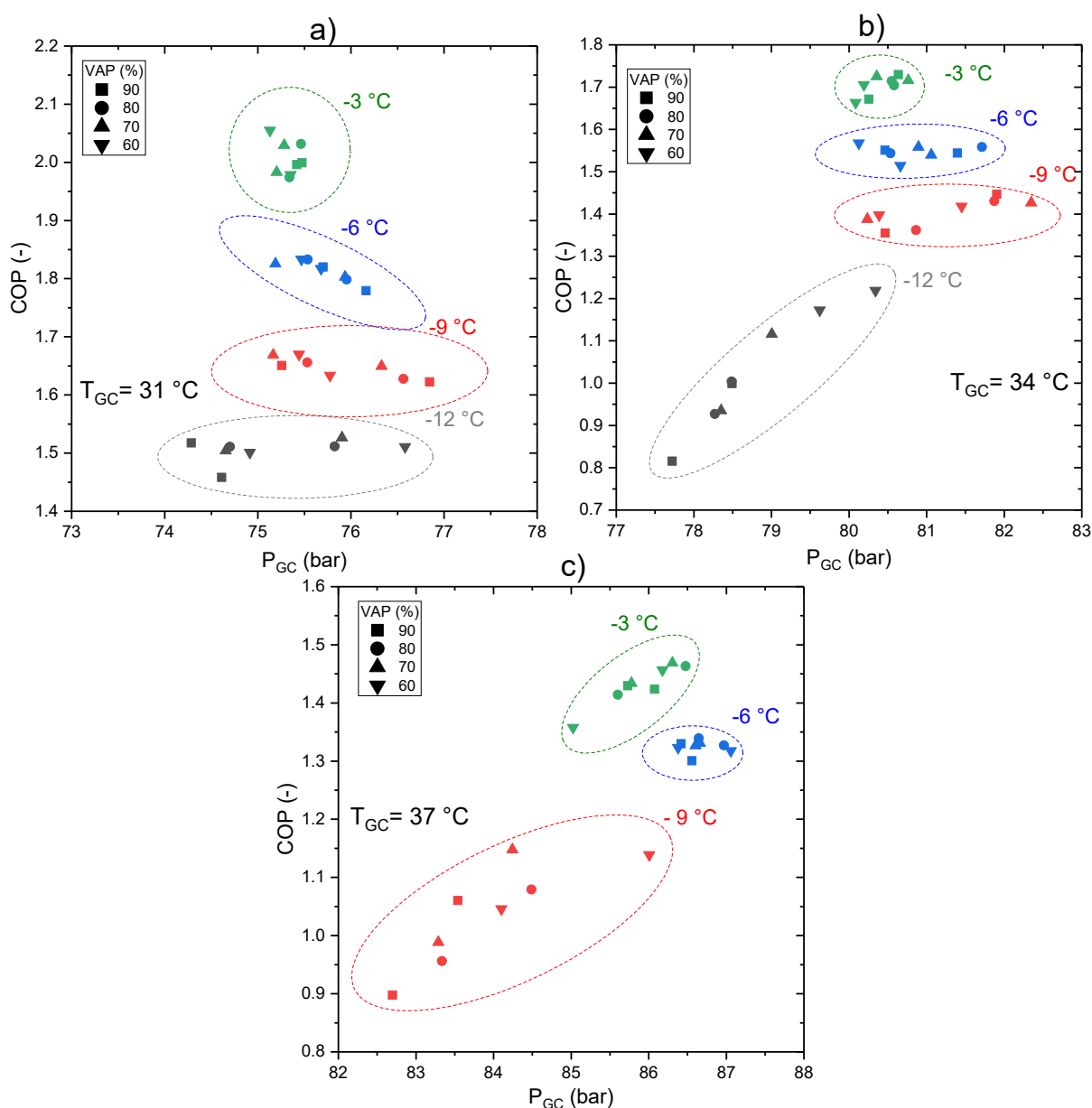


Figura 4.5 Desempenho do CRT em função da temperatura de evaporação e abertura da VAP, para diferentes pressões e temperaturas de saída do resfriador de gases: a) 31°C , b) 34°C e c) 37°C .

Com o objetivo de reduzir o volume de dados para fins de comparação com o ciclo de refrigeração transcrito com ejetor, e considerando que não se observa uma tendência clara em relação à abertura da válvula de alta pressão, foram selecionados os dados correspondentes à abertura da VAP de 60 %, que apresentou o maior rendimento do sistema.

Adicionalmente, seguiu-se a recomendação de CABELLO *et al.*, (2008) de superestimar a pressão de saída do resfriador selecionando uma abertura menor da VAP (60 %), uma vez que a redução do COP é significativamente menor em comparação à subestimação da pressão abaixo do valor ótimo.

No apêndice II, são sumarizados os resultados e incertezas obtidas para o CRT, considerando uma abertura de 60%. Na Figura 4.6 a) e b), observam-se tendências semelhantes às apresentadas na Figura 4.4 e Figura 4.5. Entretanto, verifica-se que, com o aumento da temperatura de saída do resfriador de gases, ocorre um acréscimo na pressão de saída do resfriador, enquanto o incremento do COP é principalmente influenciado pela maior temperatura de evaporação.

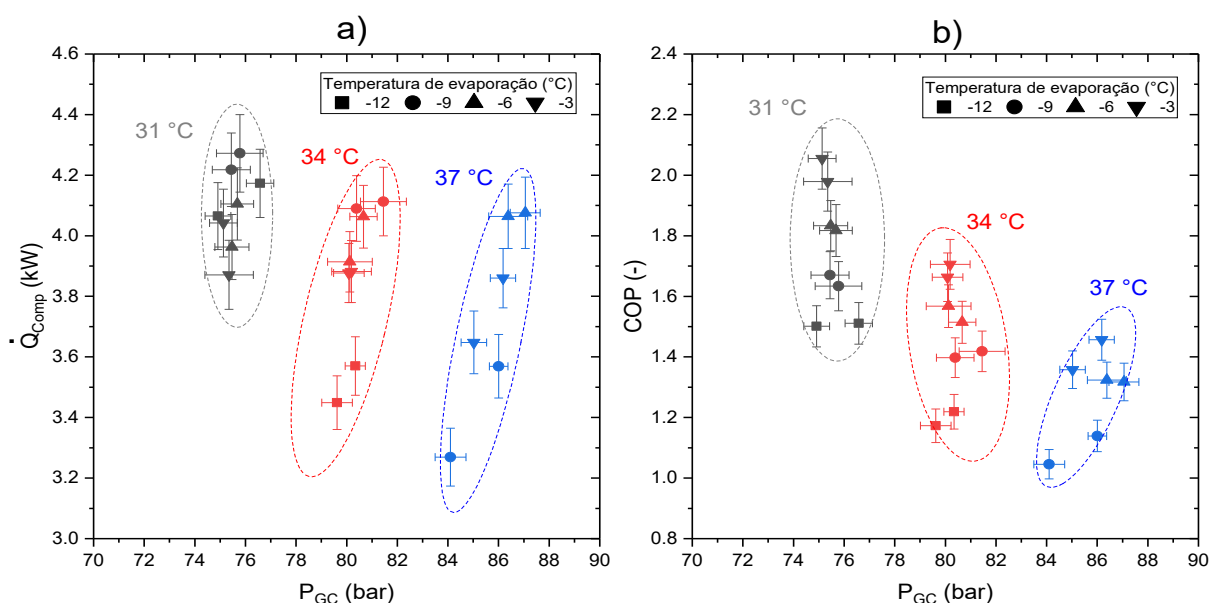


Figura 4.6 a) capacidade de refrigeração e b) COP do CRT em função das temperaturas de evaporação e saída do resfriador de gases para uma condição de abertura da VAP de 60%.

Nas Figura 4.7 a) e b) foram observados comportamentos semelhantes aos previamente relatados nas Figura 4.2 Figura 4.3. Na Figura 4.7 b) é possível concluir que a temperatura de saída do gás cooler e a temperatura de evaporação são parâmetros sensíveis no comportamento da temperatura de descarga e de sucção do compressor, respectivamente.

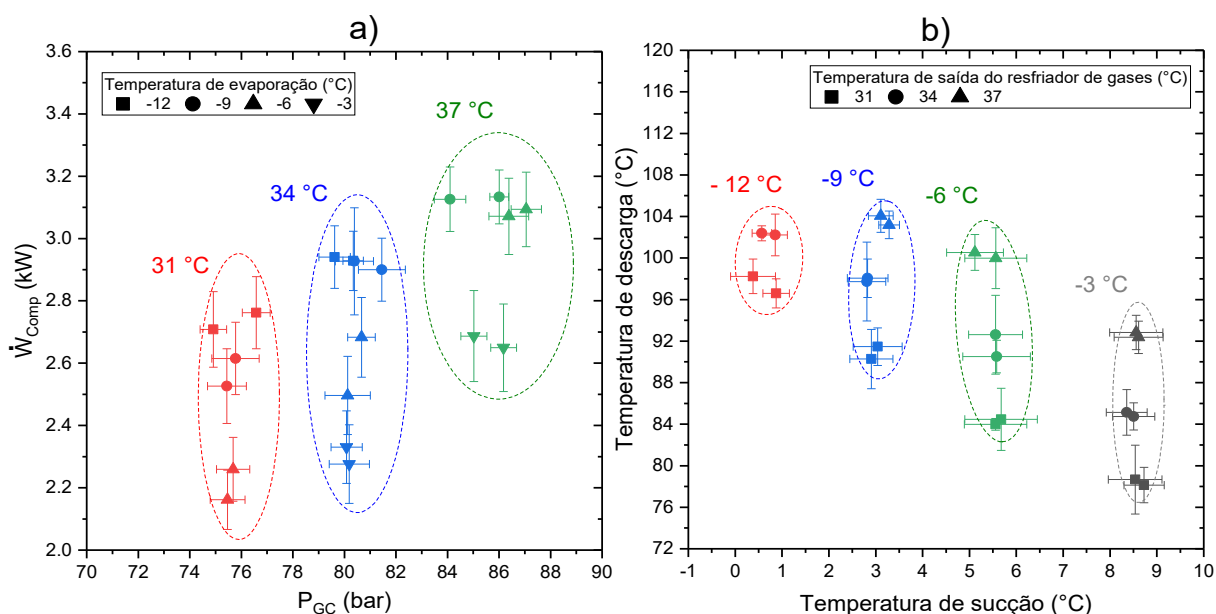


Figura 4.7 a) consumo de potência e b) temperatura de descarga do CRT em função das temperaturas de evaporação para uma condição de abertura da VAP de 60%.

4.2 Ciclo de refrigeração transcrito com ejeto

Uma vez obtidos os resultados experimentais do CRT, a bancada foi modificada para comprovar experimentalmente os efeitos do multi-ejetor no ciclo de refrigeração transcrito. Para esse fim, realizaram-se testes preliminares para avaliar o efeito do superaquecimento no separador de fases, constatando-se valores superiores a 20 K. Como a bancada foi reformulada para comparações, a válvula de expansão eletrônica (VEE) foi mantida com abertura de 100 %, sob a mesma carga térmica imposta no CRT. Adicionalmente, nos testes preliminares estudou-se a abertura das bobinas do multi-ejetor, com o objetivo de selecionar aquelas que proporcionam a máxima eficiência e maior capacidade de refrigeração no sistema.

Cabe destacar que, com a modificação do ciclo de refrigeração, não foi possível realizar ensaios para temperaturas de evaporação em -3 °C, devido ao fato de o multi-ejetor elevar a pressão de saída em torno de 5 bar acima da pressão de evaporação, fazendo com que o sistema opere com pressões de evaporação de até 37 bar — condição em que qualquer instabilidade pode acionar as válvulas de segurança da linha de baixa pressão. Por outro lado, com a implementação do multi-ejetor foi possível realizar experimentos a 40 °C, atingindo temperaturas de evaporação de até -15 °C, condição que não pode ser alcançada no CRT, permitindo explorar as potencialidades do CRTE com uma faixa de operação mais ampla, fora do envelope de funcionamento do compressor.

Na Figura 4.8 a) e b) apresenta-se o comportamento do desempenho energético e da capacidade de refrigeração do sistema em função da temperatura de evaporação, sob a condição de temperatura de saída do resfriador de gases de 37 °C, para temperaturas de evaporação de -12 °C, -9 °C e -6 °C. Nos gráficos, observa-se que o CRTE apresentou desempenho superior ao utilizar as bobinas Ejeter125-Ejeter60. Esse comportamento pode ser explicado pelo fato de que, com menor abertura das bobinas, o ejeter promove uma pressão maior no resfriador de gases (aproximando-se do comportamento da VAP no CRT), o que ocasiona aumento da capacidade de refrigeração, conforme ilustrado na Figura 4.8 b).

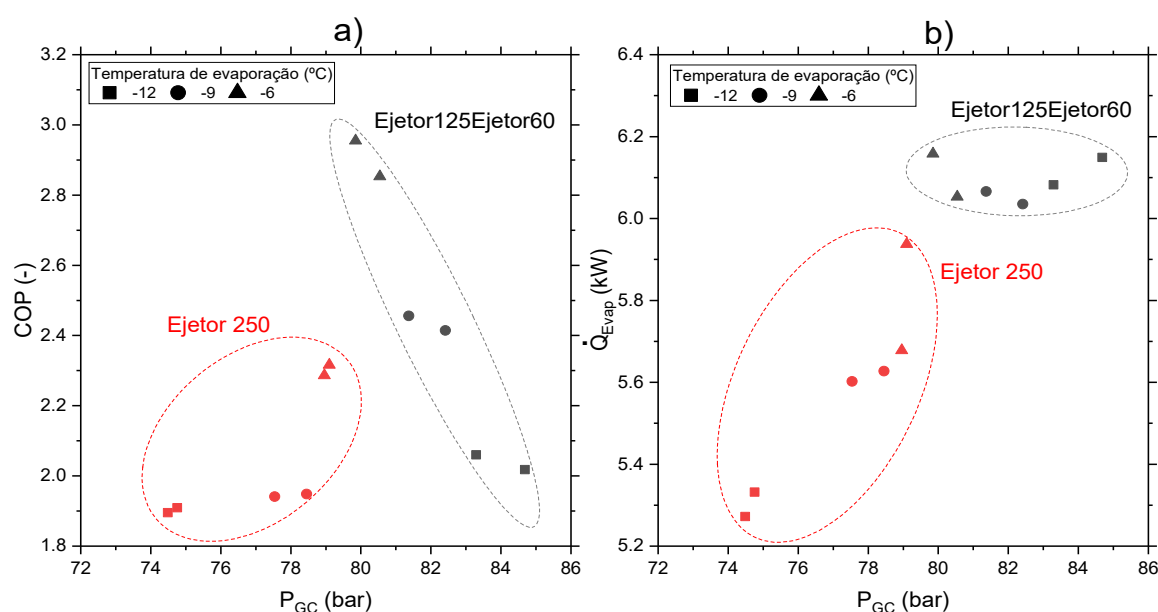


Figura 4.8 Comportamento do a) COP e b) capacidade de refrigeração do sistema em função da temperatura de evaporação e a abertura das válvulas solenoides do multi-ejeter, para a condição de temperatura de saída do resfriador de gases de 37 °C.

Uma vez concluído o estudo de caso das bobinas do multi-ejeter, foram realizados testes experimentais no CRTE utilizando-se apenas as bobinas Ejeter125-Ejeter60. Nos ensaios com o CRTE, modificaram-se as temperaturas de evaporação para -15 °C, -12 °C, -9 °C e -6 °C, bem como a temperatura de saída do resfriador de gases para 31 °C, 34 °C, 37 °C e 40 °C, respectivamente. Ademais, todos os testes foram conduzidos com carga térmica fixa de 5 kW, sendo a válvula de expansão eletrônica (VEE) mantida com abertura em 100 %. No Apêndice V estão sumarizados os resultados experimentais, com suas respectivas incertezas, obtidos nos testes no CRTE.

Na Figura 4.9 a) e b) são apresentados os resultados relativos ao consumo de potência e à temperatura de descarga do compressor, em função das temperaturas de evaporação e de saída do resfriador de gases. Observa-se que as mesmas tendências identificadas na Figura 4.7

a) e b) se repetem. Adicionalmente, registra-se que há menores valores de consumo de potência e, por conseguinte, menores temperaturas de descarga do compressor sob certas condições. Também foi observado que o incremento na temperatura de saída do resfriador de gases leva ao aumento da potência do compressor. Por outro lado, constata-se que, com o aumento da temperatura de sucção do compressor, ocorre redução da temperatura de descarga.

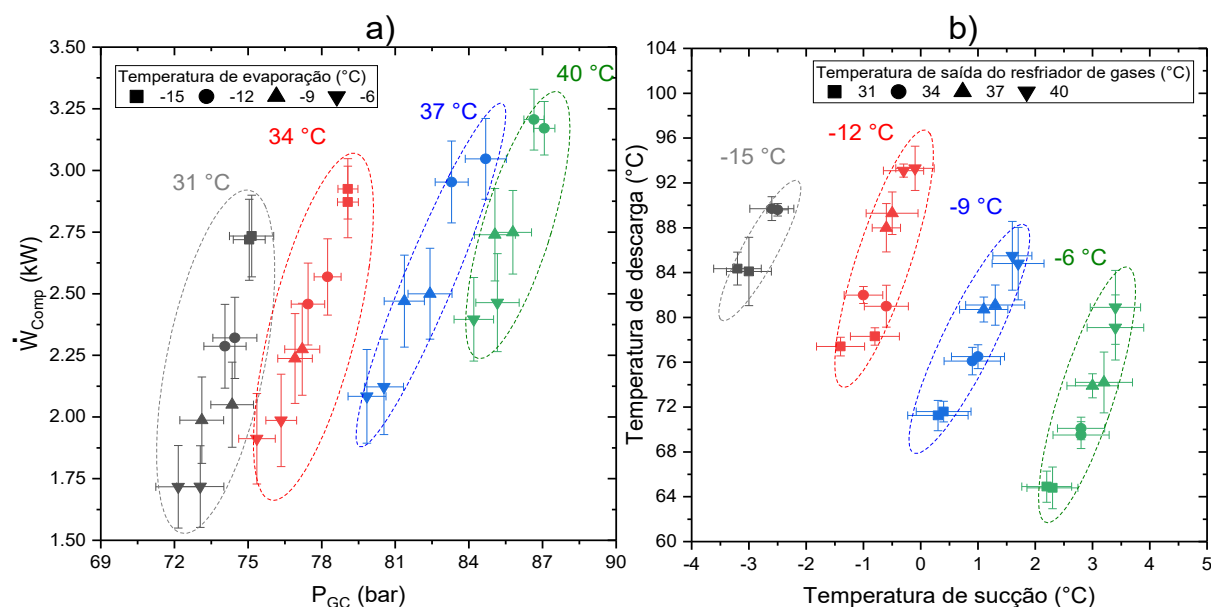


Figura 4.9 a) consumo de potência e b) temperatura de descarga no compressor em função das temperaturas de evaporação e saída do resfriador de gases no CRTE.

Na Figura 4.10 a) ilustra-se a capacidade de refrigeração em função dos parâmetros previamente mencionados. Observou-se, contudo, um comportamento inverso em relação à Figura 4.6 a): ao elevar a temperatura de saída do resfriador de gases, verifica-se **aumento** da capacidade de refrigeração. Esse fenômeno pode ser explicado pelo aumento da vazão mássica no evaporador, aliado ao efeito do separador de fases, que assegura a presença de líquido na válvula de expansão eletrônica (VEE). Isso confere ao sistema uma capacidade de refrigeração específica superior àquela do CRT. A Figura 4.10 b) mostra o comportamento de desempenho do sistema no CRTE, evidenciando tendência semelhante à da Figura 4.6 b). o COP aumenta à medida que a temperatura de evaporação se eleva e a temperatura de saída do resfriador de gases diminui.

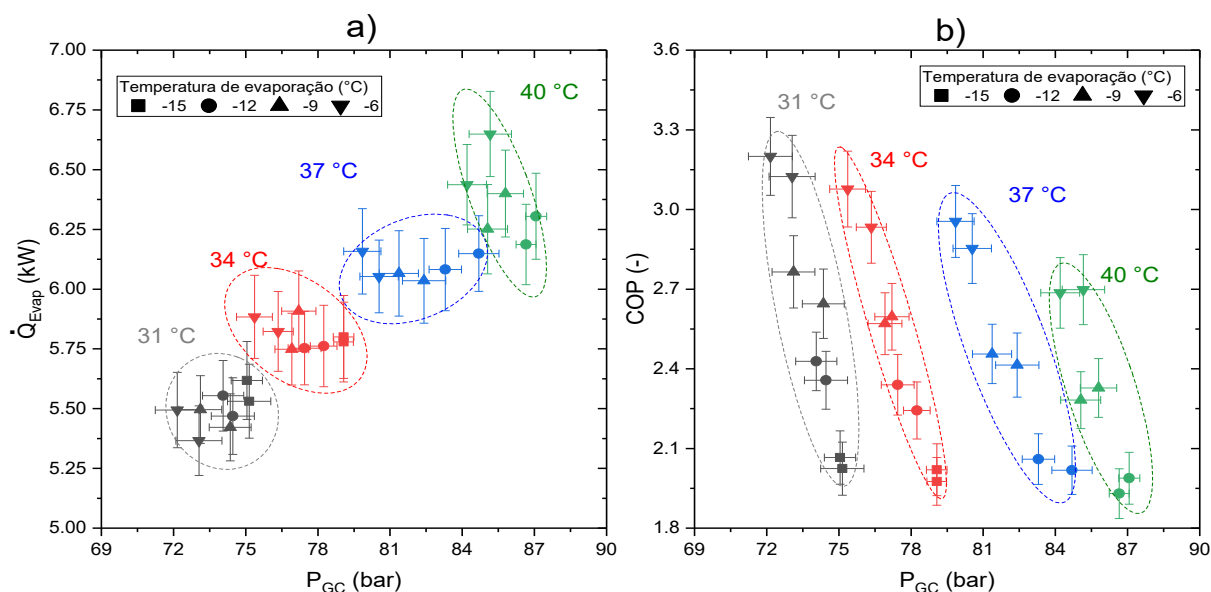


Figura 4.10 a) COP e b) capacidade de refrigeração para as condições de temperatura de evaporação e saída do resfriador de gases do CRTE.

Nas Figura 4.11 a) e b) observam-se os comportamentos da vazão mássica no compressor e no evaporador, respectivamente. Em ambos os gráficos, constata-se que as vazões mássicas aumentam à medida que se eleva a temperatura de saída do resfriador de gases.

Na Figura 4.11 a), verificou-se que existe um aumento aproximadamente linear da vazão mássica do compressor com o incremento da temperatura de saída do resfriador de gases; esse comportamento é justificado pelo aumento da densidade (massa específica) do refrigerante na sucção, tendência que se mantém quando a temperatura de evaporação diminui.

Já na Figura 4.11 b), observou-se que a vazão mássica no evaporador eleva-se conforme aumenta a temperatura de evaporação. Esse comportamento era esperado, dado que o aumento da temperatura de evaporação ocasiona um aumento proporcional na pressão de sucção do evaporador, elevação da densidade do vapor refrigerante e, portanto, da vazão mássica.

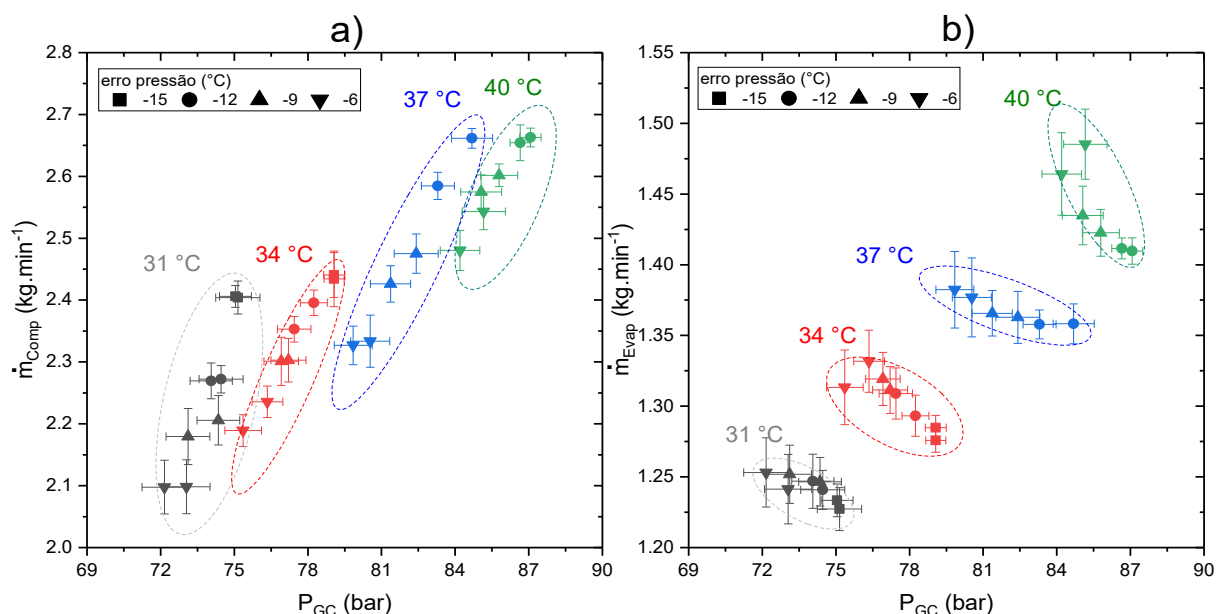


Figura 4.11 Vazão mássica a) compressor e b) evaporador em função das temperaturas de evaporação e saída do resfriador de gases para o CRTE.

Para entender os efeitos da implementação do multi-ejetor no CRTE, foram elaborados os gráficos da Figura 4.12 a) taxa de arrastamento, b) taxa de elevação de pressão e c) eficiência do ejetor.

Nesse contexto, na Figura 4.12 a) e b) observou-se que a taxa de arrastamento e a taxa de elevação de pressão são altamente sensíveis à temperatura de evaporação, enquanto a temperatura de saída do resfriador de gases exerce uma influência menor sobre esses parâmetros. Por outro lado, na Figura 4.12 c) não se identificou uma tendência clara da eficiência em função da temperatura de evaporação ou da temperatura de saída do resfriador de gases. Portanto, no capítulo 4.3 será estudado apenas o multi-ejetor, abordando os efeitos da temperatura de evaporação para uma condição fixa de temperatura de saída do resfriador de gases e vice-versa, assim como os efeitos da pressão de evaporação e da pressão à saída do resfriador de gases.

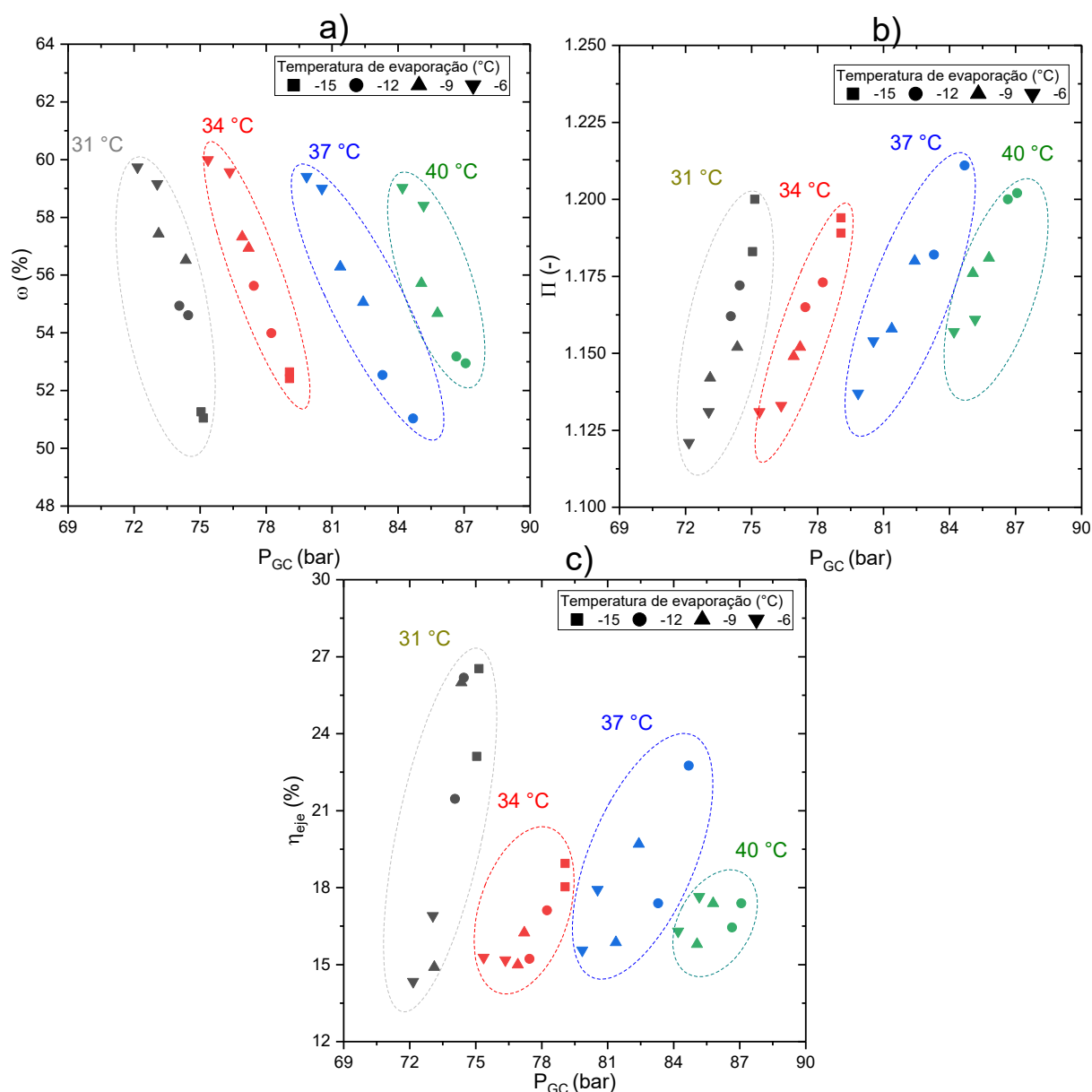


Figura 4.12 Comportamento a) taxa de arrastamento, b) taxa de elevação de pressão e c) eficiência do ejetor em relação às temperaturas de evaporação e saída do resfriador de gases no CRTE.

4.3 Análise do comportamento do ejetor baseado no CRTE

Para compreender o comportamento do ejetor sob diferentes condições operacionais, elaboraram-se diversos gráficos que permitem constatar tendências comparáveis às encontradas na literatura. Neste estudo do multi-ejetor, adota-se a seguinte nomenclatura: o fluido primário é o fluido proveniente da saída do compressor; o fluido secundário é o fluido que atravessa o

evaporador. De modo correspondente, a pressão primária refere-se à pressão medida na saída do resfriador de gases, e a pressão secundária à pressão do evaporador.

Nos gráficos elaborados, foram analisadas as tendências dos resultados em função da variação da temperatura do fluido primário, considerando diferentes condições de pressão primária e secundária. Os parâmetros avaliados incluíram taxa de arrastamento, taxa de elevação de pressão, eficiência do ejitor, bem como as vazões primária, secundária e de saída do ejitor. É importante ressaltar que, neste estudo, não foi possível avaliar os efeitos da temperatura do fluido secundário, uma vez que este não foi um parâmetro controlado experimentalmente, atuando como uma variável dependente do sistema. Isso se deve ao fato de que a válvula de expansão eletrônica (VEE) foi mantida totalmente aberta durante a realização dos testes, permitindo que a temperatura do fluido secundário se ajustasse conforme as condições operacionais do sistema.

4.3.1 Influência da pressão primária secundária para uma condição de temperatura primária de 37 °C.

Na Figura 4.13 a) e b) são apresentados os resultados da eficiência do ejitor e da taxa de elevação de pressão em função da pressão primária e secundária. Na Figura 4.13 a) constatou-se que a taxa de arrastamento do ejitor diminui conforme a pressão do fluido primário aumenta, comportamento também observado por (ZHU; LI; *et al.*, 2017). Por outro lado, o aumento da pressão do fluido secundário provoca efeito inverso, elevando a taxa de arrastamento, o que é justificado principalmente pelo incremento da vazão primária.

Observou-se, ainda, uma tendência aproximadamente linear na eficiência do ejitor com o aumento da pressão primária e a redução da pressão do fluido secundário; essa mesma tendência foi identificada na taxa de elevação de pressão, conforme Figura 4.13 b). Os comportamentos inversos entre a taxa de elevação de pressão e a taxa de arrastamento, assim como o aumento da eficiência do ejitor com a elevação da pressão primária, também foram relatados na literatura por TASLIMI TALEGHANI *et al.*, (2019), apresentando a tendência esperada.

Segundo JEON; LEE; CHO, (2022), a taxa de elevação de pressão diminui com o aumento da taxa de arrastamento devido à redução na conversão de energia de pressão em energia cinética, causada pela diminuição da vazão mássica no bocal primário. Inversamente, à

medida que a taxa de arrastamento diminui, o potencial de recuperação de trabalho aumenta devido ao aumento da vazão mássica.

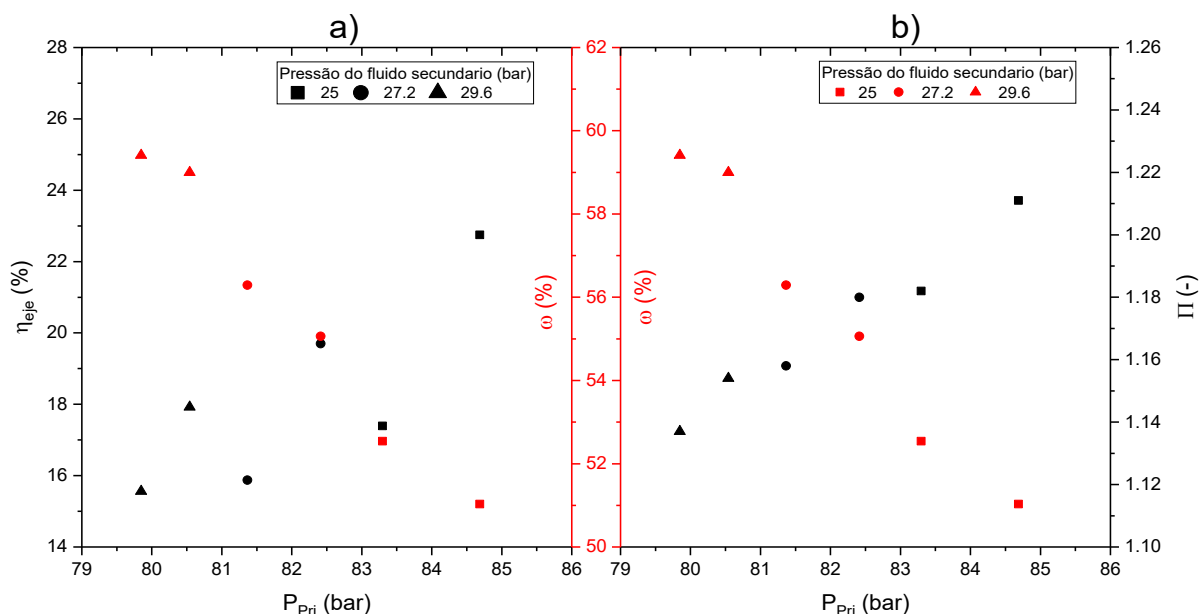


Figura 4.13 a) eficiência do ejetor e b) taxa de elevação de pressão em função da pressão primária para diferentes pressões do fluido secundário para uma temperatura do fluido primário de 37 °C.

Na Figura 4.14 a) e b) são apresentados os efeitos das vazões mássicas primária, secundária e de saída do ejetor. Na Figura 4.14 a) observa-se o aumento da vazão primária, decorrente do incremento da densidade do fluido conforme a diminuição da temperatura do fluido secundário, comportamento também reportado por YAN; LI; ZHANG, (2023). Por outro lado, a vazão secundária reduz-se quando a pressão secundária diminui, efeito justificado pela redução da massa específica, observação consistente com os resultados de ZHU; WANG; *et al.*, (2017). Estes autores destacam que a vazão mássica do fluido secundário sempre aumenta com o incremento da pressão secundária, tanto no modo de operação crítico quanto subcrítico, devido à relação entre a pressão secundária e a temperatura de evaporação.

Na Figura 4.14 b) verifica-se que a vazão de saída do ejetor segue o mesmo comportamento da vazão primária, devido à predominância da vazão primária no cálculo da vazão de saída do ejetor.

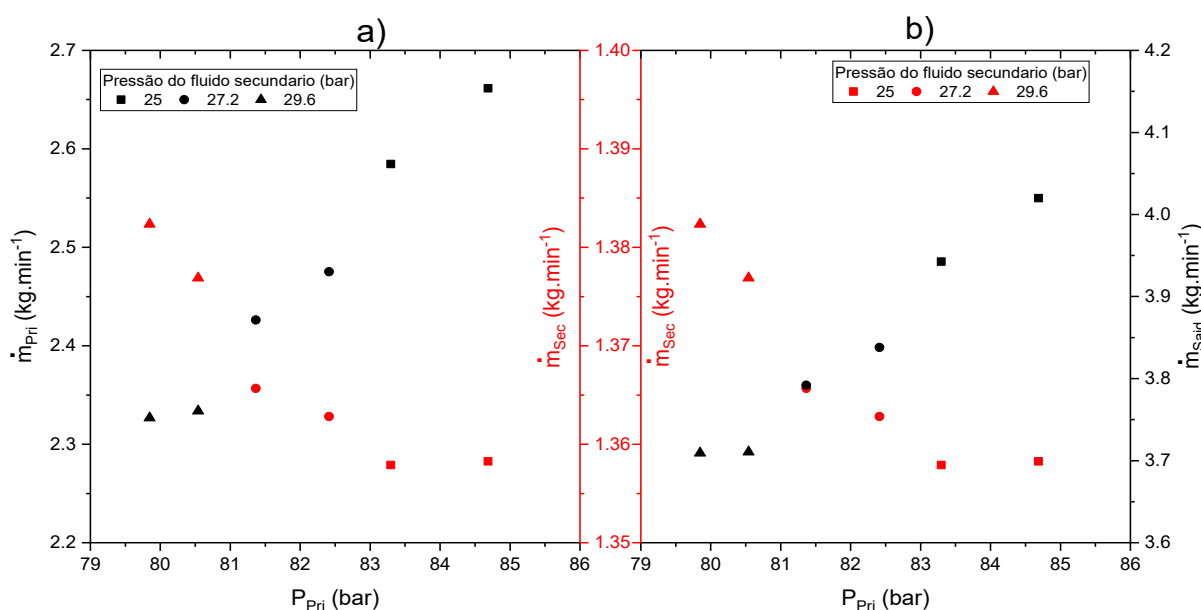


Figura 4.14 a) vazão primária e b) vazão de saída do ejedor em função da pressão primária e secundária.

4.3.2 Influência da temperatura e pressão do fluido primário para uma condição de pressão secundária de 25 bar.

Na Figura 4.15 a), observa-se que tanto a eficiência do ejedor quanto a taxa de arrastamento diminuem à medida que aumentam a temperatura e a pressão do fluido primário. Por outro lado, na Figura 4.15 b), constata-se que a taxa de elevação de pressão tende a aumentar com o incremento desses parâmetros. Esses resultados estão em consonância com os dados apresentados por (ZHU *et al.*, 2018), que investigaram o desempenho de um ejedor de seção retangular, observando comportamentos semelhantes em relação às variações de temperatura e pressão do fluido primário.

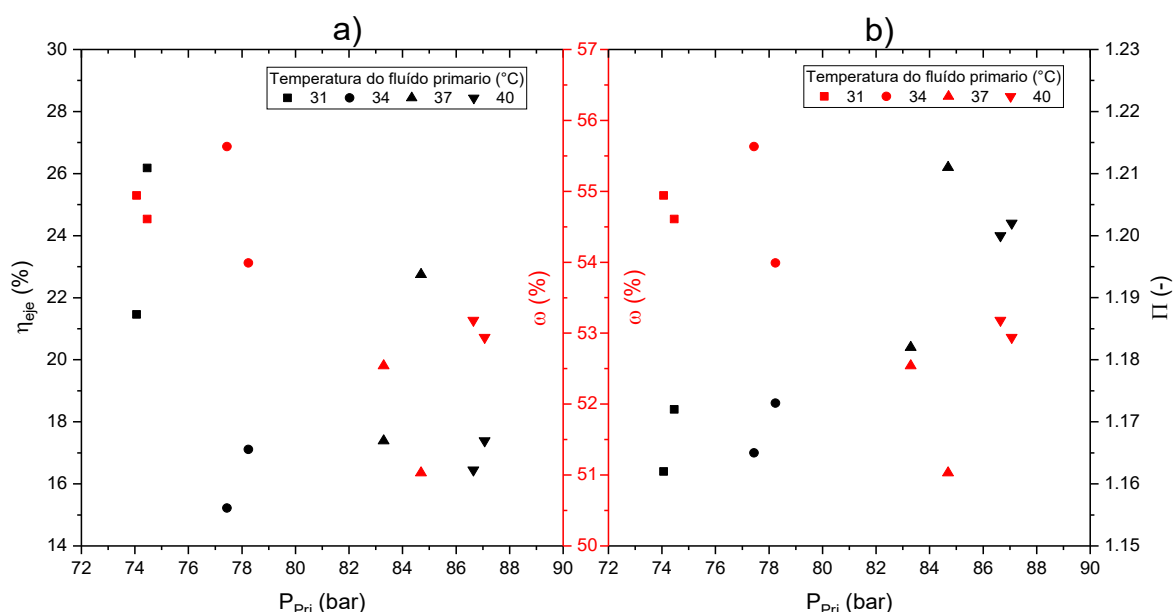


Figura 4.15 a) eficiência do ejetor e b) taxa de elevação de pressão para as diferentes condições de pressão e temperatura do fluido primário.

Na Figura 4.16, são apresentados os efeitos das vazões mássicas do fluido (a) primário e (b) de saída do ejetor em relação à temperatura e pressão do fluido primário. Na Figura 4.16 a), observou-se o aumento da vazão primária à medida que a temperatura e a pressão do fluido primário aumentam. Esse comportamento pode ser atribuído ao regime subsônico do bocal primário do ejetor, que opera distante da condição crítica (choque do bocal, abaixo da pressão crítica). Nesse contexto, o aumento da razão de pressão no bocal promove um incremento proporcional do fluxo mássico, mesmo com a redução da massa específica. Consequentemente, o maior aumento da vazão do fluido primário compensa a queda da taxa de arrastamento, resultando em um aumento da vazão do fluido secundário e, por sua vez, na vazão de saída do ejetor. Essas tendências observadas nas vazões primária e secundária foram corroboradas por ZHU; LI; *et al.*, (2017); ZHU; JIANG, (2018).

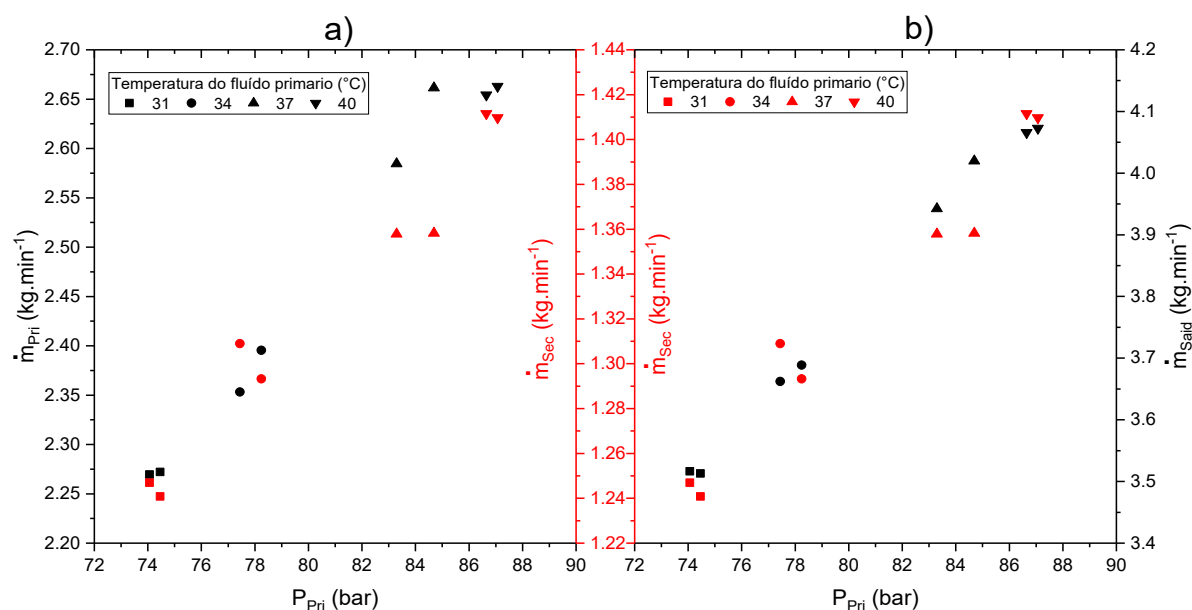


Figura 4.16 Vazões a) primária e de b) saída do ejetor para as condições de temperatura e pressão do fluido primário.

4.4 Comparação experimental dos ciclos de refrigeração transcrito

Na Figura 4.17, observa-se uma redução média no consumo de potência em relação ao ciclo de refrigeração tradicional (CRT) de 19,8%, 20,5% e 26,2% para as temperaturas de saída do resfriador de gases de 31 °C, 34 °C e 37 °C, respectivamente. Essa diminuição pode ser atribuída ao efeito do multi-ejetor, que eleva a pressão de sucção do compressor conforme a temperatura de saída do resfriador de gases aumenta. Esse aumento na pressão de sucção reduz a razão de pressão do compressor, resultando em menor esforço de compressão e, conseqüentemente, menor consumo de energia. Esse comportamento está alinhado com os princípios termodinâmicos que indicam que a eficiência do compressor melhora com a elevação da pressão de sucção, desde que dentro dos limites operacionais do equipamento.

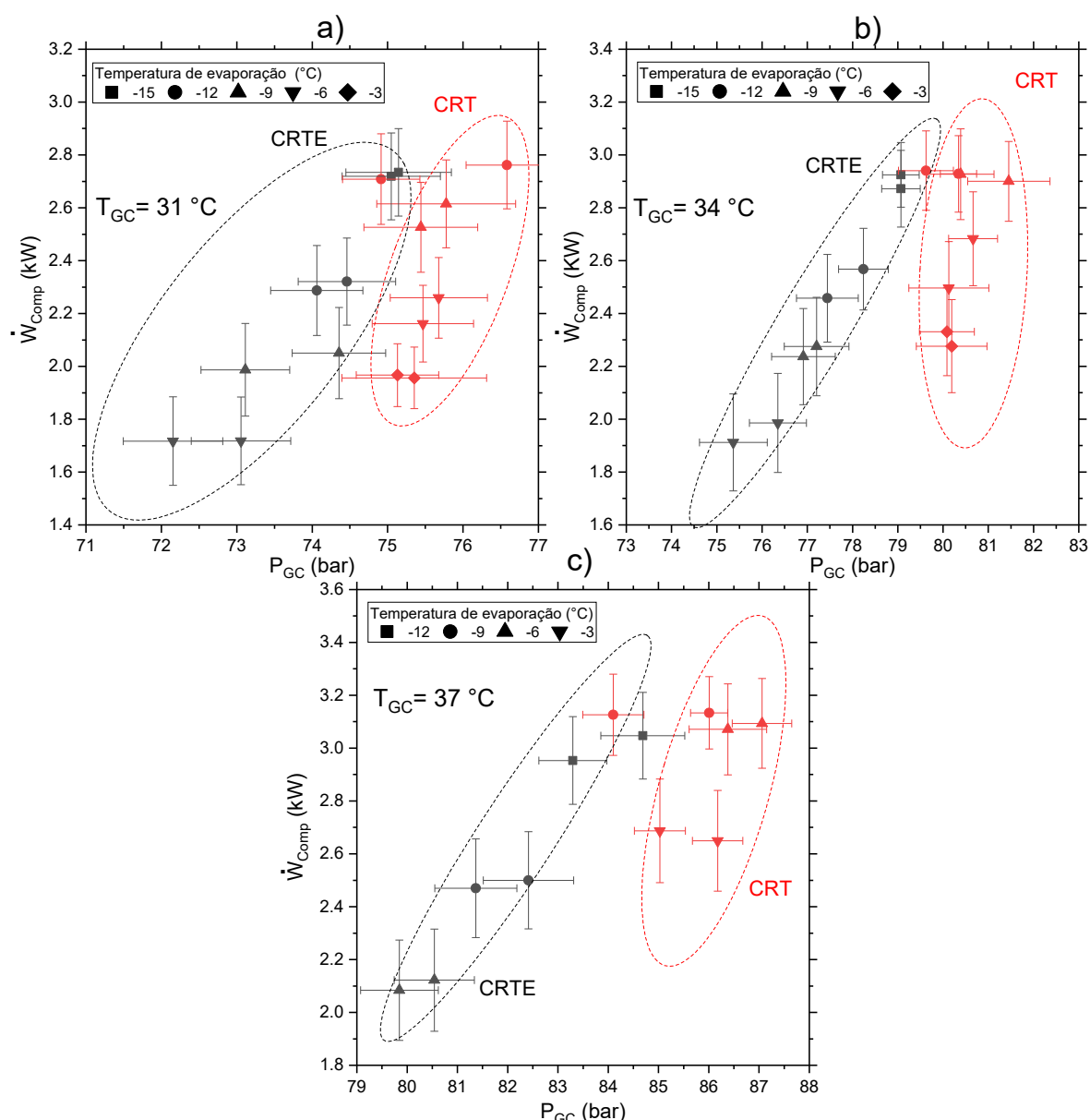


Figura 4.17 Consumo de potência do CRTE e CRT em função da temperatura de evaporação para a condição da temperatura de saída do resfriador de gases 31, 34 e 37 °C.

Na Figura 4.18, observa-se uma redução média de 19,4 °C, 21,4 °C e 24,5 °C na temperatura de descarga do compressor, correlacionada com o aumento da temperatura de sucção. Esse comportamento pode ser atribuído ao efeito do multi-ejetor, que eleva a pressão de sucção do compressor, resultando em uma menor razão de compressão. Consequentemente, o compressor opera de forma mais eficiente, com menor dissipação de calor, o que reflete na redução da temperatura de descarga.

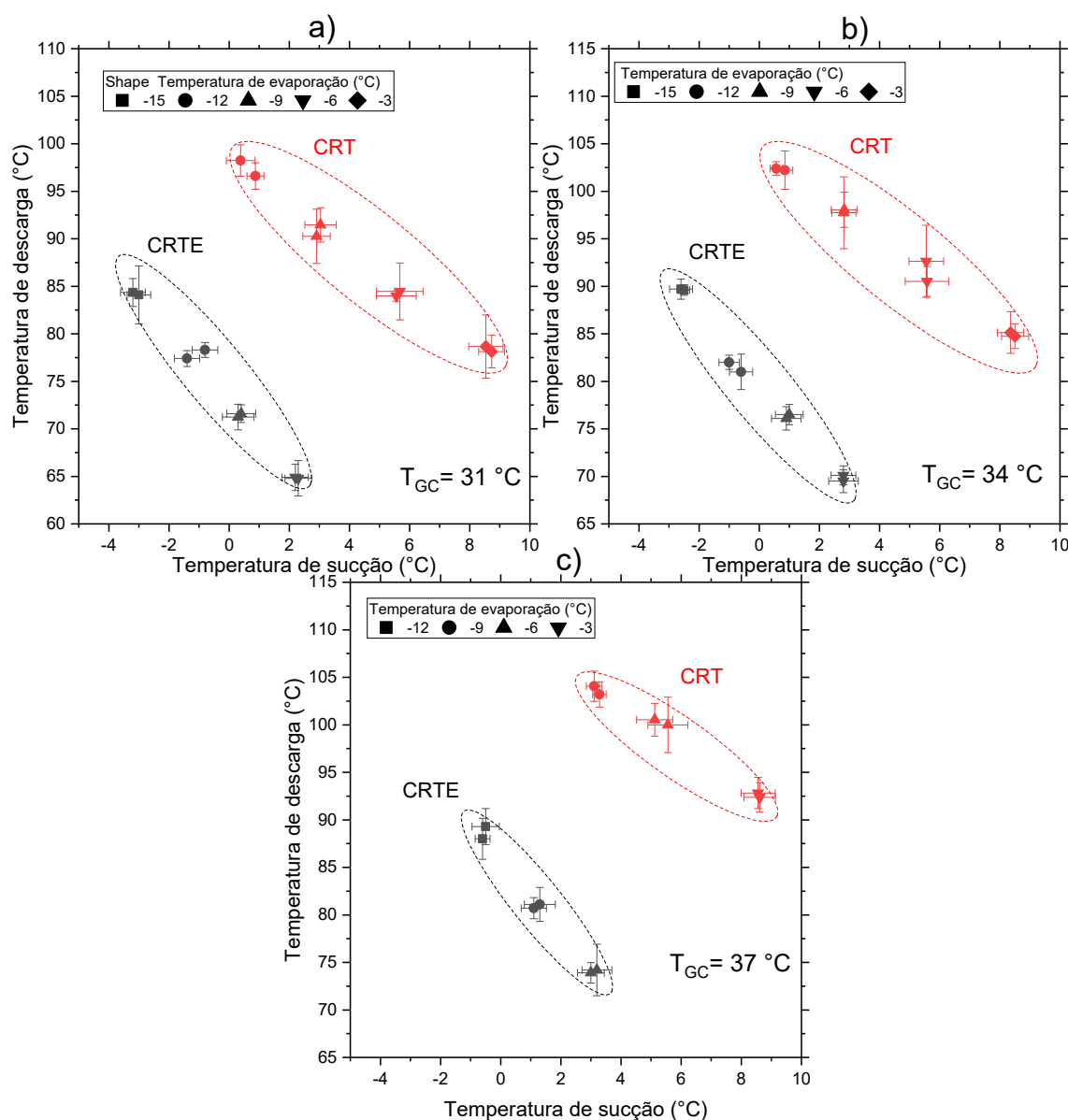


Figura 4.18 Temperatura de descarga em função da temperatura de sucção para as condições de temperatura do resfriador de gases de a) 31, b) 34 e c) 37 °C.

Na Figura 4.19, observa-se que a capacidade de refrigeração do sistema transcrito com ejeto (CRTE) apresentou aumentos médios de 32,6%, 51% e 63% em relação ao ciclo de refrigeração tradicional (CRT), conforme a temperatura de saída do resfriador de gases aumentou. Esse comportamento pode ser atribuído a dois fatores principais: (i) o aumento da temperatura de saída do resfriador de gases eleva a vazão mássica do fluido refrigerante, e (ii) a presença do separador de fases, que garante a presença de líquido na válvula de expansão eletrônica (VEE), proporcionando uma maior capacidade de refrigeração específica no sistema em comparação ao CRT.

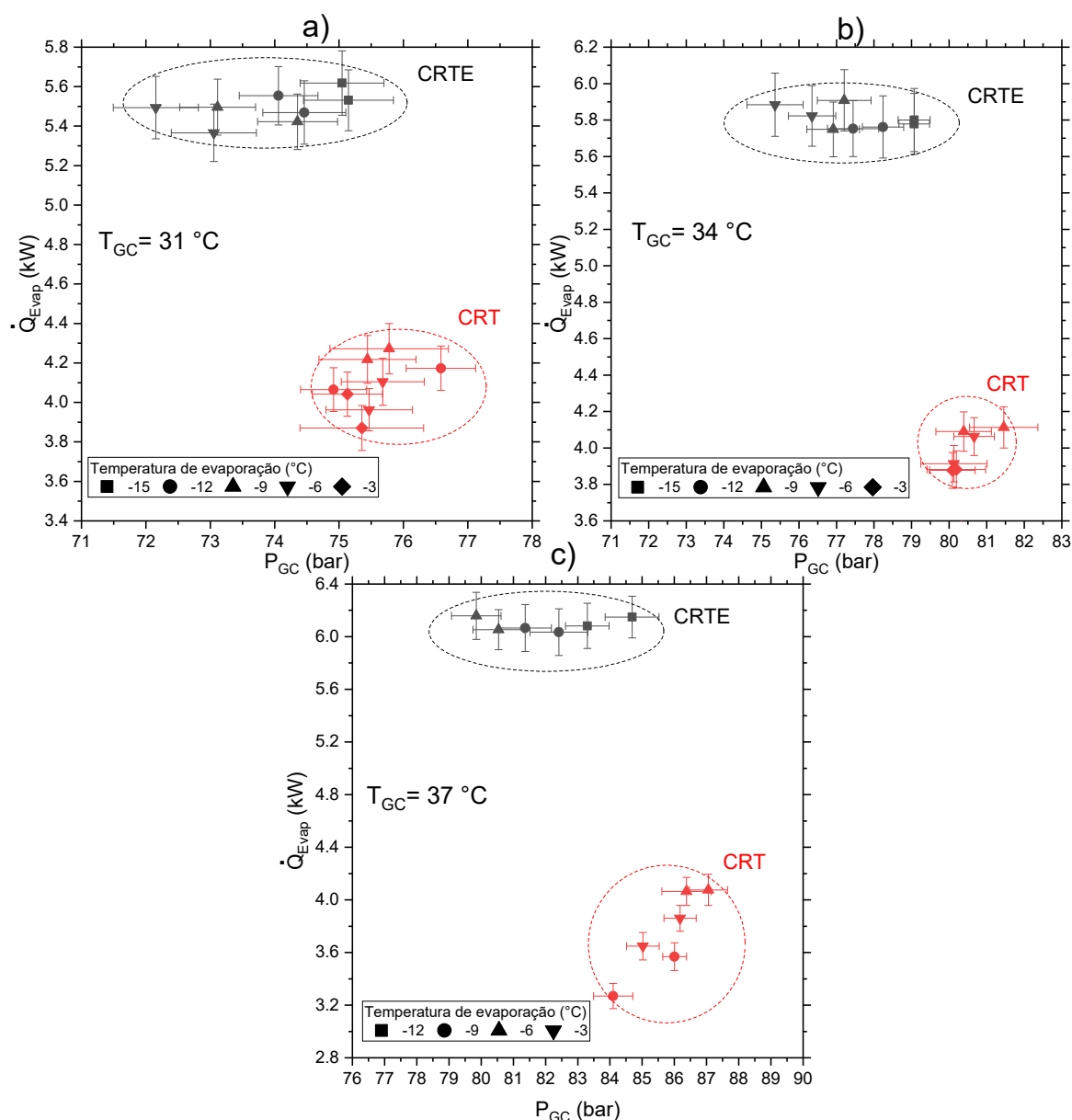


Figura 4.19 Capacidade de refrigeração do CRTE e CRT para as temperaturas de saída do resfriador de gases de a) 31 °C, b) 34 e c) 37 °C, em função da temperatura de evaporação.

Na Figura 4.20, são apresentados os efeitos das temperaturas de evaporação e de saída do resfriador de gases na vazão mássica e na capacidade de refrigeração específica do sistema. Observou-se que, no ciclo de refrigeração transcrito com ejeter (CRTE), a vazão mássica no evaporador foi reduzida em comparação ao ciclo tradicional (CRT). Entretanto, a capacidade de refrigeração específica aumentou devido à presença do separador de fases, que assegura a presença de líquido na válvula de expansão eletrônica (VEE), proporcionando uma maior capacidade de refrigeração específica no sistema em comparação ao CRT.

Esse comportamento está alinhado com os princípios termodinâmicos que indicam que, ao reduzir a vazão mássica no evaporador e utilizar um separador de fases eficiente, é possível melhorar a eficiência do sistema, mantendo ou até aumentando a capacidade de refrigeração.

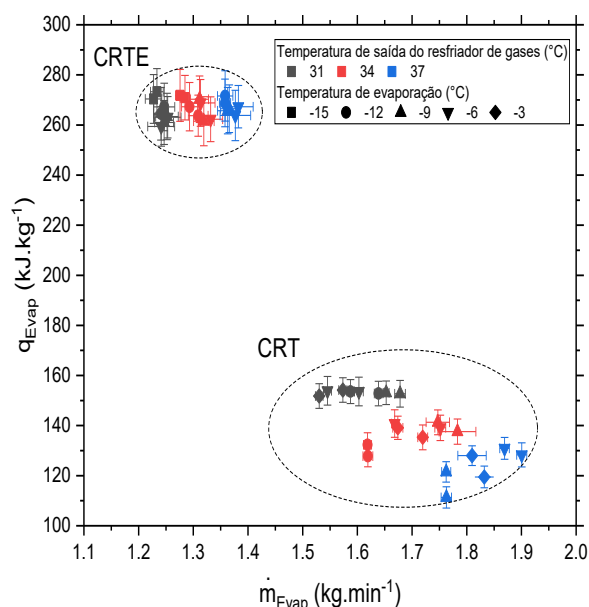


Figura 4.20 Vazão mássica no evaporador em função da capacidade de refrigeração específica, para as diferentes condições de temperaturas de saída do resfriador de gases e evaporação.

Na Figura 4.21, observou-se que o Coeficiente de Performance (COP) do sistema transcrito com multi-ejetor (CRTE) apresentou aumentos médios de 65,3%, 69,6% e 121% em relação ao ciclo tradicional (CRT), para temperaturas de saída do resfriador de gases de 31 °C, 34 °C e 37 °C, respectivamente. Esse comportamento indica que o multi-ejetor contribui para uma operação mais eficiente do sistema, mesmo em condições de alta temperatura do resfriador de gases.

A implementação do multi-ejetor permite que o sistema opere com uma menor razão de pressão no compressor, o que resulta em menor consumo de energia e maior eficiência. Além disso, o multi-ejetor possibilita o aumento da pressão de sucção do compressor, o que contribui para uma operação mais eficiente do sistema. Esses efeitos são particularmente vantajosos em climas quentes, onde a temperatura ambiente elevada pode impactar negativamente o desempenho do ciclo tradicional.

Portanto, a utilização do multi-ejetor no ciclo transcrito de CO_2 oferece uma solução eficaz para melhorar a eficiência energética e manter um alto desempenho do sistema, mesmo em condições de alta temperatura do resfriador de gases.

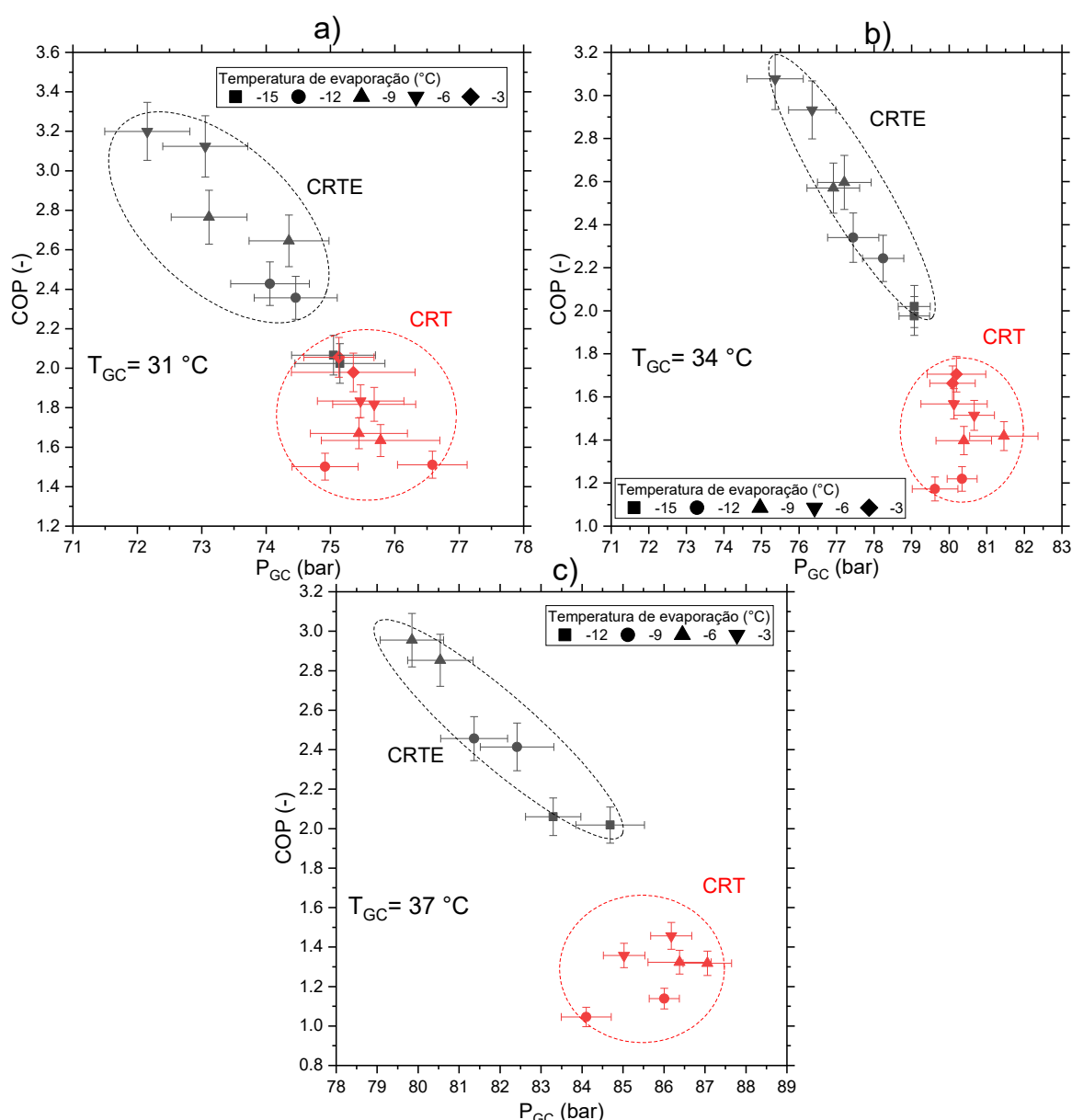


Figura 4.21 COP do CRTE e CRT para as temperaturas de saída do resfriador de gases de a) 31 °C, b) 34 e c) 37 °C, em função da temperatura de evaporação.

4.5 Correlações experimentais propostas

Nesta seção, são apresentadas correlações experimentais obtidas a partir dos testes realizados neste trabalho, com o objetivo de fornecer dados que contribuam para a literatura e auxiliem no dimensionamento de ejetores, bem como na estimativa do COP em diferentes condições operacionais. Na Eq. (4.1), é apresentada a correlação desenvolvida em função da temperatura de saída do resfriador de gases, da pressão do resfriador de gases e da temperatura de evaporação.

$$X = A_0 \cdot T_{GC} + A_1 \cdot P_{Evap} + A_2 \cdot P_{GC} + A_3 \cdot T_{GC} \cdot P_{Evap} + A_4 \cdot T_{GC} \cdot P_{GC} + A_5 \cdot P_{Evap} \cdot P_{GC} + A_6 \cdot T_{GC}^2 + A_7 \cdot p_{GC}^2 + A_8 \quad (4.1)$$

A correlação apresentada na Eq. (4.1) foi ajustada para uma faixa de operação específica: temperatura de saída do resfriador de gases entre 31 °C e 40 °C, pressão de evaporação de 22,9 a 29,6 bar e pressão de saída do resfriador de gases entre 71 e 87 bar. Os coeficientes resultantes do ajuste para cada equação estão apresentados na Tabela 4-2.

Tabela 4-2 Coeficientes das correlações para a taxa de elevação de pressão, taxa de arrastamento e COP.

Coeficiente	PLR	ER	COP
A_0	$3,8810 \times 10^{-01}$	$-3,9817 \times 10^{-01}$	$-2,4303$
A_1	$-7,6258 \times 10^{-02}$	$7,0022 \times 10^{-02}$	$6,9249 \times 10^{-01}$
A_2	$-3,2738 \times 10^{-01}$	$3,0815 \times 10^{-01}$	$1,5107$
A_3	$-1,5480 \times 10^{-03}$	$2,1768 \times 10^{-03}$	$3,2030 \times 10^{-02}$
A_4	$-1,0545 \times 10^{-02}$	$-1,7608 \times 10^{-03}$	$-2,1251 \times 10^{-02}$
A_5	$1,5688 \times 10^{-03}$	$1,1627 \times 10^{-02}$	$7,0084 \times 10^{-02}$
A_6	$6,8508 \times 10^{-03}$	$-8,0371 \times 10^{-03}$	$-5,5864 \times 10^{-02}$
A_7	$4,1885 \times 10^{-03}$	$-4,3057 \times 10^{-03}$	$-2,1931 \times 10^{-02}$
A_8	$8,2381$	$-5,4679$	$-2,3906 \times 10^{+01}$

Na Figura 4.22 a), é apresentada a validação da correlação utilizada para estimar a taxa de arrastamento, verificando-se que os resultados obtidos permanecem dentro de uma faixa de desvio aproximada de 2%, com um coeficiente de determinação R^2 de 96,7 %.

Na Figura 4.22 b), é apresentada a validação da correlação utilizada para estimar a taxa de elevação de pressão, constatando-se que os valores estimados também permanecem dentro de uma faixa de desvio aproximada de 2%, com R^2 de 93,6 %.

Na Figura 4.22 c), é mostrada a validação da correlação utilizada para estimar o COP do sistema, observando-se que os resultados estão dentro de uma faixa de desvio aproximada de 3%, com R^2 de 99,0 %.

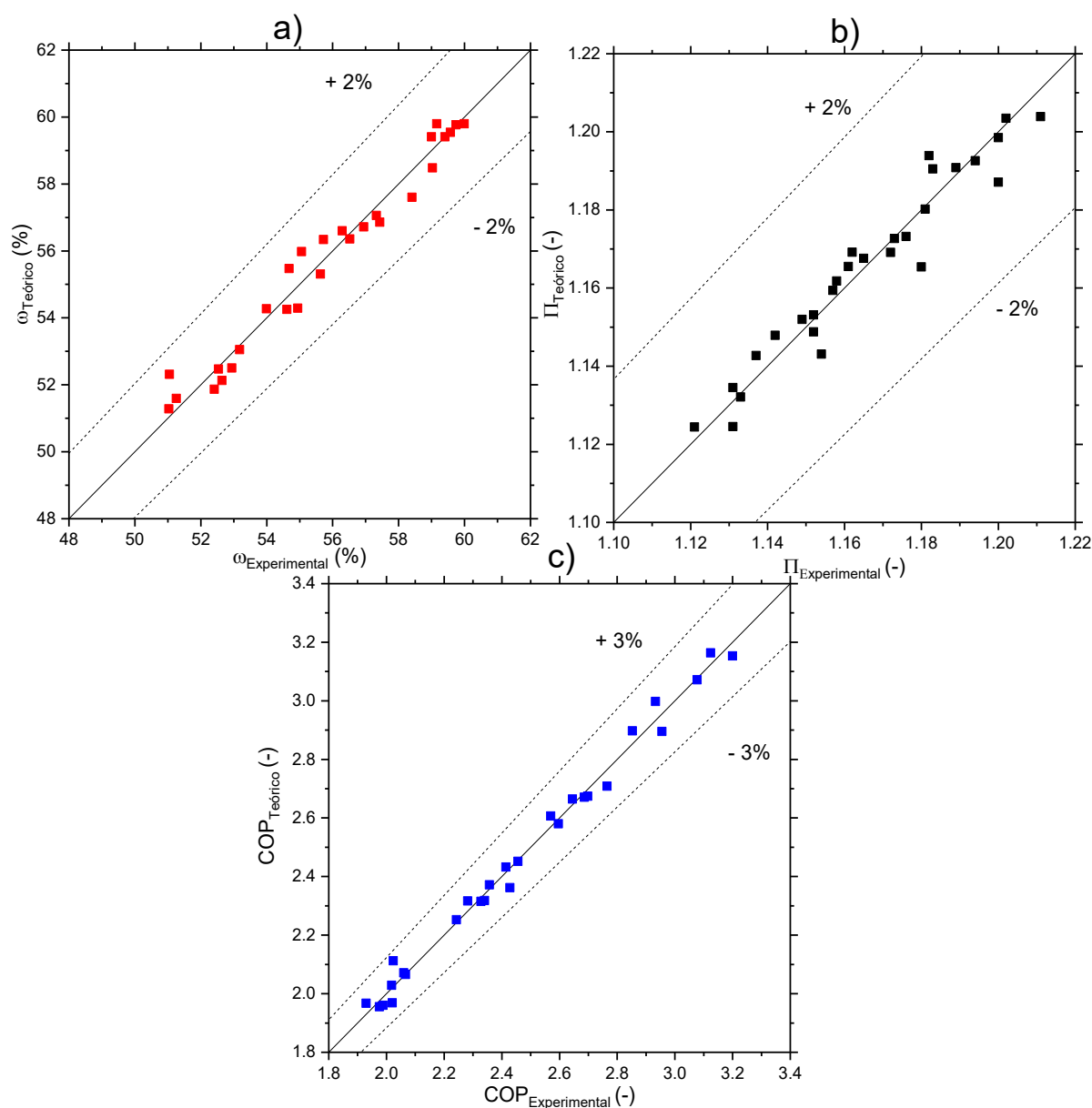


Figura 4.22 Validação das correlações propostas a) taxa de arrastamento, b) taxa de elevação de pressão e c) COP.

4.6 Comparação com os dados da literatura

A análise da literatura revelou uma lacuna quanto a dados experimentais de sistemas de refrigeração transcíticos com ejetor, evidenciando a relevância deste trabalho para a compreensão abrangente do comportamento desses sistemas. Na revisão bibliográfica, observou-se que os resultados foram apresentados em condições fixas de temperatura de evaporação e de saída do resfriador de gases, variando apenas a abertura do ejetor, o que simula diferentes pressões no resfriador de gases, como descrito em estudos de ESKANDARI

MANJILI; CHERAGHI, (2019); JEON; LEE; CHO, (2022); SURWASE; SINGH; MAIYA, (2023); TASLIMI TALEGHANI *et al.*, (2019).

Contudo, nos experimentos deste trabalho, realizados para uma mesma carga térmica, a abertura do ejetor foi mantida constante, de modo que a pressão de saída do resfriador de gases variou apenas em função da temperatura de saída do resfriador de gases. Dessa forma, para fins comparativos, foram selecionados os principais resultados da literatura em termos de eficiência máxima, em função da temperatura e pressão de saída do resfriador de gases, considerando uma temperatura de evaporação fixa, conforme ilustrado na Figura 4.23.

Nos resultados da Figura 4.23, observaram-se tendências semelhantes às reportadas na literatura, nas quais o COP diminui com o aumento da temperatura de saída do resfriador de gases, para uma condição de temperatura de evaporação fixa. É importante ressaltar que, entre os trabalhos analisados, apenas o estudo de Lucas e Koehler, (2012) possui caráter experimental. Dessa forma, os resultados obtidos neste trabalho contribuem significativamente para a compreensão do comportamento do ejetor em condições de carga térmica fixa, particularmente em aplicações de refrigeração comercial.

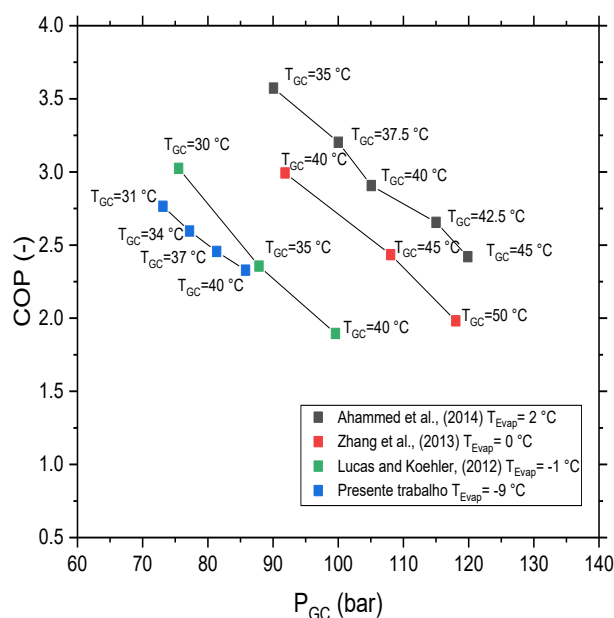


Figura 4.23 Comparação dos resultados obtidos com os dados da literatura.

4.7 Análise de impacto ambiental

O ciclo de refrigeração transcrito proposto opera com expansão direta, sendo este o principal fator que permite uma carga elevada de fluido refrigerante, o que impacta diretamente nas emissões diretas. Entretanto, neste sistema, medidas específicas foram adotadas para minimizar a carga de fluido, incluindo o isolamento do tanque de alta pressão durante os testes e a utilização de trocadores de calor a placas. Dessa forma, o uso de CO₂ como refrigerante se apresenta como uma solução promissora para reduzir os impactos ambientais, aliando eficiência energética à menor emissão de gases refrigerantes.

Para a realização dos cálculos de impacto ambiental segundo a metodologia TEWI, foram considerados resultados experimentais com capacidade de refrigeração e temperatura de evaporação semelhantes. A partir dessas condições, avaliou-se o impacto ambiental para ambos os sistemas, CRT e CRTE. Para a análise, selecionaram-se quatro países, a fim de avaliar o impacto em diferentes localidades, considerando fatores de emissão indireta distintos: Brasil, Arábia Saudita, França e Estados Unidos da América. Os valores das emissões indiretas foram obtidos a partir da Agência Internacional de Energia (IEA, 2023), sendo 0,022 kgCO₂.kWh⁻¹ para o Brasil, 0,0975 kgCO₂.kWh⁻¹ para Arábia Saudita, 0,021 kgCO₂.kWh⁻¹ para a França e 0,0668 kgCO₂.kWh⁻¹ para os Estados Unidos de América.

No Apêndice VI, são apresentados os cálculos de impacto ambiental realizados para condições de temperatura de evaporação e de saída do resfriador de gases de -9 °C e 37 °C, respectivamente. Sacasas et al., (2024), realizaram uma análise TEWI considerando o consumo de energia ao longo de um ano para um sistema de refrigeração transcrito booster convencional e o mesmo sistema com um compressor auxiliar, utilizando como cenário a cidade de Havana, Cuba. Entretanto, neste estudo de caso, não foi monitorado o consumo anual de energia; portanto, assumiu-se que os ciclos propostos operam durante 6.570 horas ao ano, valor utilizado como referência para o cálculo das emissões indiretas.

Na Figura 4.24, são apresentados os resultados do cálculo de impacto ambiental utilizando a metodologia TEWI para os cenários do Brasil, Arábia Saudita, França e Estados Unidos. Os quatro países considerados apresentam diferentes fatores de emissão indireta e condições de operação, permitindo avaliar os impactos ambientais em diferentes localidades. Observa-se que os impactos diretos são praticamente insignificantes para todos os cenários

analisados, devido ao baixo potencial de aquecimento global (GWP) do CO₂ aliado à reduzida carga de fluido refrigerante no sistema. Esses resultados ressaltam a importância da utilização de fluidos refrigerantes ecológicos, contribuindo para a redução das emissões diretas ao meio ambiente.

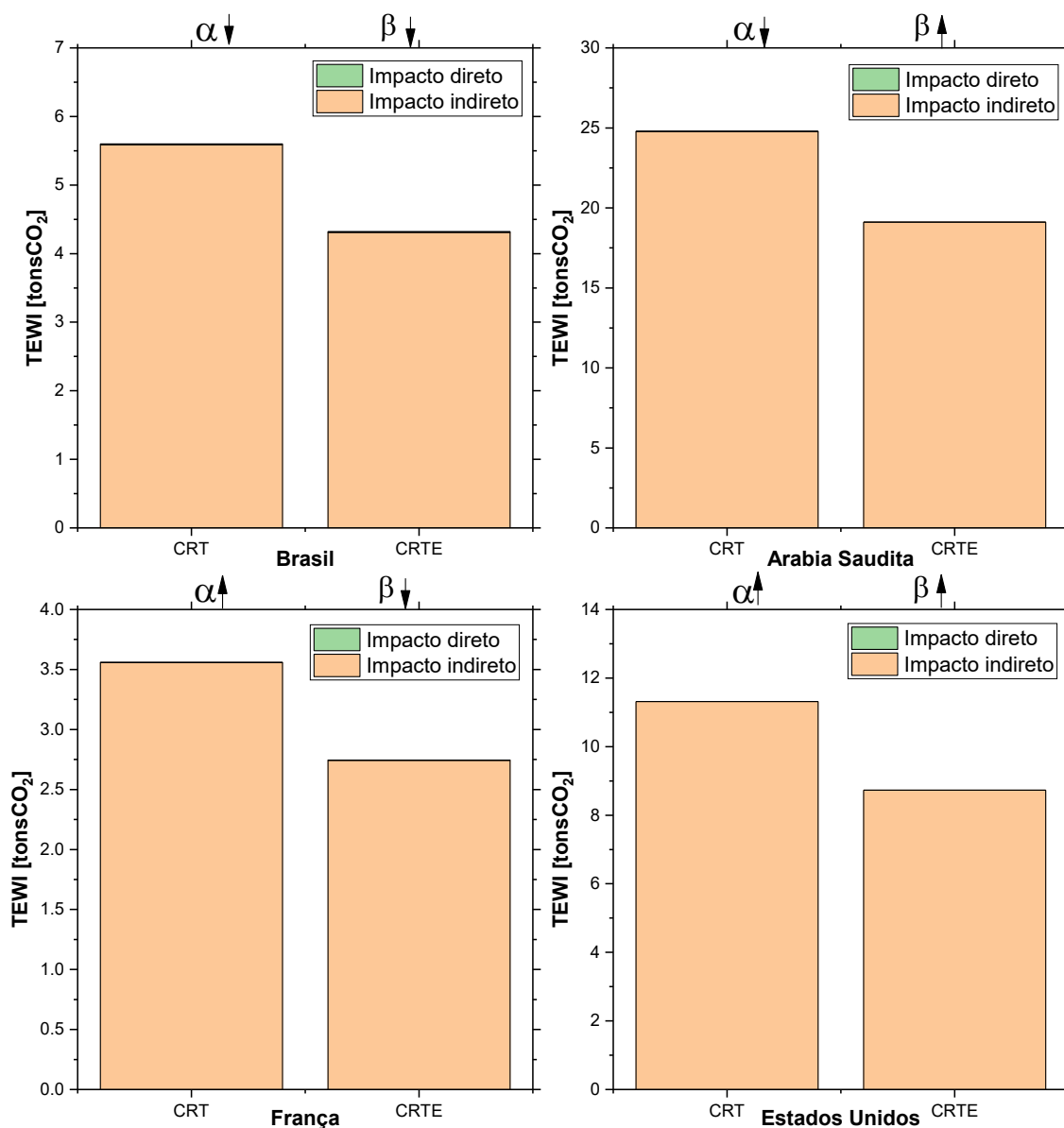


Figura 4.24 Cálculo de impacto ambiental para os cenários do Brasil, Arábia Saudita, França e Estados Unidos.

Conforme apresentado no Apêndice VI, sistemas energeticamente eficientes são essenciais para reduzir os impactos indiretos e, conseqüentemente, o impacto ambiental total. Nos diferentes cenários analisados, o CRTE apresentou uma redução média de aproximadamente 29,6% no impacto ambiental em relação ao CRT, resultado associado à

menor potência consumida pelo sistema. Além disso, observou-se que as emissões indiretas são mais expressivas na Arábia Saudita, devido ao maior fator de emissão de energia elétrica, enquanto na França as emissões indiretas são menores, refletindo a utilização de uma matriz energética mais sustentável.

5. CAPÍTULO V

CONCLUSÕES

A presente tese propõe uma abordagem inovadora para a avaliação experimental de um multi-ejetor implementado em um ciclo de refrigeração transcrito, com foco na análise de desempenho energético e impacto ambiental. Destaca-se que a metodologia adotada nos testes é inédita, pois os experimentos foram realizados considerando uma abertura específica do ejetor, para diferentes temperaturas de evaporação e de saída do resfriador de gases. Essa abordagem contribui significativamente para a literatura, fornecendo dados experimentais e correlações capazes de estimar a taxa de arrastamento, a taxa de elevação de pressão e o COP. Dessa forma, a pesquisa preenche uma lacuna importante no estado da arte, oferecendo uma compreensão abrangente do comportamento do ejetor em ciclos de refrigeração transcritos com CO₂.

Na avaliação energética do sistema, os testes foram inicialmente realizados no ciclo de refrigeração transcrito (CRT), explorando-se suas potencialidades para uma faixa de temperaturas de evaporação de -12 °C a -3 °C e de saída do resfriador de gases de 31 °C a 37 °C . A capacidade de refrigeração variou entre 2,39 e 4,70 kW, enquanto o coeficiente de desempenho (COP) variou de 0,81 a 2,05. Os resultados do COP seguem a tendência esperada, aumentando com o incremento da temperatura de evaporação e a redução da temperatura de saída do resfriador de gases. Além disso, observou-se, conforme relatado na literatura, que o COP tende a aumentar com a elevação da pressão de saída do resfriador de gases. Para fins comparativos, foram selecionados os dados referentes à abertura da válvula de alta pressão em 60%.

Em seguida, foram acionadas as válvulas correspondentes para habilitar o multi-ejetor, permitindo constatar experimentalmente os efeitos termodinâmicos do dispositivo e avaliar o desempenho energético do ciclo de refrigeração transcrito. Com os resultados obtidos para o ciclo transcrito com ejetor (CRTE), observou-se que o sistema operou com temperaturas de evaporação entre -15 °C e -6 °C e temperaturas de saída do resfriador de gases entre 31 °C e 40 °C , apresentando capacidades de refrigeração de 5,36 a 6,64 kW e COPs variando de 1,9 a 3,2. Constatou-se que a presença do ejetor reduz a razão de compressão do compressor, permitindo que este opere com temperaturas de descarga mais baixas e possibilitando atingir

condições fora da faixa de envelope do compressor, como observado para a condição de temperatura de evaporação de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ e temperatura de saída do resfriador de gases de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Na terceira etapa, foi realizada a análise comparativa entre os resultados do CRT e do CRTE, considerando as mesmas condições de temperatura de evaporação e de saída do resfriador de gases. Em termos de eficiência energética, a implementação do ejetor resultou em uma redução do consumo de energia de até 26,2%, associada a uma diminuição da temperatura de descarga de até $24,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a um aumento da capacidade de refrigeração de até 63%. Esses efeitos contribuíram para um aumento significativo do desempenho energético, com elevação do COP de até 121% para a condição de temperatura de evaporação de $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ e temperatura de saída do resfriador de gases de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Essa diferença expressiva no COP em relação ao CRT deve-se ao fato de que o CRTE apresenta menor degradação do COP à medida que a temperatura de saída do resfriador de gases aumenta. Esse comportamento é justificado pelo aumento da pressão de sucção e da vazão mássica proporcionado pelo ejetor, resultando em menor consumo de energia e maior capacidade de refrigeração. Os resultados obtidos comprovam experimentalmente que a implementação do multi-ejetor é uma alternativa viável para aumentar a eficiência do ciclo de refrigeração e prolongar a vida útil do compressor.

Na comparação com os dados disponíveis na literatura, verificou-se a existência de poucos trabalhos experimentais em que o ejetor foi implementado em um ciclo de refrigeração transcrito. A maioria dos estudos numéricos concentrou-se na análise da pressão ótima do resfriador de gases, visando aumentar a eficiência do ciclo para condições fixas de temperatura de evaporação e de saída do resfriador de gases. Por outro lado, os experimentos conduzidos nesta pesquisa foram realizados para uma carga térmica constante, variando apenas o tempo de acionamento da resistência para atingir o ponto de ajuste (set point). Dessa forma, a pressão do resfriador de gases variou exclusivamente em função da temperatura de saída do resfriador, eliminando a necessidade de ajuste da abertura do ejetor. Por esse motivo, a comparação com os dados do estado da arte foi realizada apenas para valores máximos, confirmando o comportamento esperado de aumento do COP com o incremento da temperatura de evaporação.

Na análise do impacto ambiental utilizando a metodologia TEWI, foram considerados quatro cenários: Brasil, Arábia Saudita, França e Estados Unidos. Em todas as localidades, os impactos diretos mostraram-se praticamente insignificantes, devido ao uso de CO_2 como fluido refrigerante e à baixa carga de refrigerante no sistema, em comparação a sistemas de maior porte. Dessa forma, prevaleceram os impactos indiretos, justificando o foco deste trabalho na

redução do consumo de energia por meio da implementação do ejetor, com o objetivo de diminuir de forma eficaz o impacto ambiental do ciclo de refrigeração transcrito. Entre as localidades analisadas, a Arábia Saudita apresentou os maiores impactos ambientais, enquanto a França apresentou os menores valores, resultado explicado principalmente pelo menor fator de emissões indiretas da matriz energética.

TRABALHOS FUTUROS

Testar misturas de CO₂ com hidrocarbonetos ou HFOs no ciclo de refrigeração transcrito com multi-ejetor, a fim de avaliar potenciais ganhos em eficiência e desempenho.

Instalar um trocador de calor interno entre a sucção do compressor e a saída do resfriador de gases no CRTE, para verificar experimentalmente o aumento da capacidade de refrigeração e, consequentemente, do desempenho do sistema.

Implementar um compressor transcrito com injeção de vapor para conduzir experimentos no ciclo transcrito com ejetor em aplicações de baixa temperatura.

Introduzir controle PWM na bobina do multi-ejetor de maior capacidade, visando um ajuste mais preciso em função da temperatura de saída do resfriador de gases.

Realizar estudos numéricos que aproveitem os resultados obtidos nesta tese, possibilitando o projeto de um ejetor próprio com o objetivo de maximizar o desempenho no ciclo de refrigeração transcrito.

Otimizar a pressão de saída do resfriador de gases modulando a carga térmica para uma ampla faixa de temperaturas de evaporação e saída do resfriador, utilizando o ejetor da CAREL.

6. REFERÊNCIAS

AHAMMED, Md Ezaz; BHATTACHARYYA, Souvik; RAMGOPAL, M. Thermodynamic design and simulation of a CO₂ based transcritical vapour compression refrigeration system with an ejector. *Energy Economics*, v. 45, p. 177–188, 2014.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.06.010>

AIRAH. Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI). *The Australian Institute of Refrigeration Air Conditioning and Heating*, p. 21, 2012.

ARANGUREN, P. *et al.* Experimental assessment of a thermoelectric subcooler included in a transcritical CO₂ refrigeration plant. *Applied Thermal Engineering*, v. 190, n. September 2020, 2021.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116826>

ASHRAE HANDBOOK. *Refrigeration*. [S.l.: s.n.], 2018. Disponível em: <<https://pdfcoffee.com/2018-ashrae-handbook-refrigeration-sipdf-pdf-free.html>>.

BAI, Tao; SHI, Rongxuan; YU, Jianlin. Thermodynamic performance evaluation of an ejector-enhanced transcritical CO₂ parallel compression refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*, v. 149, n. October 2022, p. 49–61, 2023.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.12.014>

CABELLO, R. *et al.* Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO₂ refrigerating plant working in transcritical conditions. *Applied Thermal Engineering*, v. 28, n. 13, p. 1596–1604, 2008.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.10.026>

CASI, Álvaro *et al.* Experimental evaluation of a transcritical CO₂ refrigeration facility working with an internal heat exchanger and a thermoelectric subcooler: Performance assessment and comparative . *International Journal of Refrigeration*, 2022.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.05.024>

CHESI, Andrea *et al.* Experimental analysis of R744 parallel compression cycle. *Applied Energy*, v. 135, p. 274–285, 2014.

<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.08.087>

COULOMB, D.; DUPON, J.L.; PICHARD, A. 29th informatory note on refrigeration technologies. The role of refrigeration in the global economy. *Note e Note IIR Information*, n.

November, p. 16, 2015.

DAI, Baomin *et al.* Energetic performance of transcritical CO₂ refrigeration cycles with mechanical subcooling using zeotropic mixture as refrigerant. *Energy*, v. 150, p. 205–221, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.02.111>

DENG, Jian qiang *et al.* Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector. *Applied Thermal Engineering*. [S.l: s.n.], 2007

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.07.016>

EIA. International Energy Outlook 2017 Overview. *International Energy Outlook 2017*, v. IEO2017, n. 2017, p. 143, 2017. Disponível em: <[https://www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/0484\(2017\).pdf](https://www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/0484(2017).pdf)>.

ESKANDARI MANJILI, F.; CHERAGHI, M. Performance of a new two-stage transcritical CO₂ refrigeration cycle with two ejectors. *Applied Thermal Engineering*, v. 156, n. April, p. 402–409, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.083>

FANGTIAN, Sun; YITAI, Ma. Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector. *Applied Thermal Engineering*, v. 31, n. 6–7, p. 1184–1189, 2011.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.12.018>

FCCC. Report of the Conference of the Parties serving as the meeting of the Parties to the Paris Agreement on its third session, held in Glasgow from 31 October to 13 November 2021. *Decisions adopted by the Conference of the Parties serving as the meeting of the Parties to the Paris Agreement*, n. March, p. 1–46, 2022. Disponível em: <https://unfccc.int/sites/default/files/resource/cma2021_10_add1_adv.pdf>.

GAUTAM; SAHOO, Satyabrata. A comprehensive thermodynamic analysis and performance evaluation of a transcritical ejector expansion CO₂ adsorption refrigeration system integrated with thermoelectric sub-cooler. *Journal of Supercritical Fluids*, v. 182, n. November 2021, p. 105517, 2022.

<https://doi.org/10.1016/j.supflu.2022.105517>

HE, Yang *et al.* A numerical contrast on the adjustable and fixed transcritical CO₂ ejector using exergy flux distribution analysis. *Energy Conversion and Management*, v. 196, n. November 2018, p. 729–738, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.06.031>

HE, Yang; DENG, Jianqiang; YANG, Fusheng; *et al.* An optimal multivariable controller for transcritical CO₂ refrigeration cycle with an adjustable ejector. *Energy Conversion and Management*, v. 142, p. 466–476, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.070>

HE, Yang; DENG, Jianqiang; ZHENG, Lixing; *et al.* Performance optimization of a transcritical CO₂ refrigeration system using a controlled ejector. *International Journal of Refrigeration*, v. 75, p. 250–261, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.12.015>

ICS. *Emenda de Kigali é aprovada na Câmara dos Deputados*. Disponível em: <<https://climaesociedade.org/emenda-de-kigali-e-aprovada-na-camara-dos-deputados/>>.

IEA. *Emissions Factors*. Disponível em: <<https://www.iea.org/data-and-statistics/data-product/emissions-factors-2023>>.

IIF-IIR *et al.* The impact of the refrigeration sector on climate change. n. November, p. 17, 2017. Disponível em: <<http://www.iifiir.org/>>.

IIR. *The Role of Refrigeration in the Global Economy*. . [S.l: s.n.]. Disponível em: <<https://iifiir.org/en/fridoc/the-role-of-refrigeration-in-the-global-economy-2019-142028#:~:text=Global annual sales of such,the overall electricity used worldwide.>>. , 2019

IISD. *Kigali Amendment Enters into Force, Bringing Promise of Reduced Global Warming*. Disponível em: <<https://sdg.iisd.org/news/kigali-amendment-enters-into-force-bringing-promise-of-reduced-global-warming/>>.

ILLÁN-GÓMEZ, F. *et al.* Analysis of the optimal gas cooler pressure of a CO₂ heat pump with gas bypass for hot water generation. *Applied Thermal Engineering*, v. 182, n. February 2020, 2021.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116110>

IPCC. *Global Warming of 1.5°C. An IPCC Special Report on the impacts of global warming of 1.5°C above pre-industrial levels and related global greenhouse gas emission pathways, in the context of strengthening the global response to the threat of climate change, . Special Report on Global Warming of 1.5°C*. [S.l: s.n.], 2018. Disponível em: <https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/sites/2/2022/06/SR15_Full_Report_LR.pdf>.

<https://doi.org/10.1017/9781009157940>

IPCC. *Global warming of 1.5°C an IPCC Special Report on the impacts of global warming of 1.5°C above pre-industrial levels and related global greenhouse gas emission pathways, in the*

context of strengthening the global response to the threat of climate change, . [S.l: s.n.], 2019.

JEON, Yongseok; LEE, Dongchan; CHO, Honghyun. Optimization of motive nozzle position in a modified two-phase ejector expansion household refrigeration cycle using an artificial neural network. *Energy Reports*, v. 8, p. 1114–1123, 2022.

<https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.12.033>

KAUF, Friedrich. Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 38, n. 4, p. 325–330, 1999.

[https://doi.org/10.1016/S1290-0729\(99\)80098-2](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(99)80098-2)

KIM, Man Hoe; PETTERSEN, Jostein; BULLARD, Clark W. *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*. [S.l: s.n.], 2004. v. 30.

<https://doi.org/10.1016/j.pecs.2003.09.002>

LARRONDO-SANCHO, R.; SÁNCHEZ, D.; CABELLO, R. Experimental evaluation of natural CO₂-based mixtures with hydrocarbons R290 and R1270 in a transcritical refrigeration plant. 2025.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2025.06.034>

LI, Daqing; GROLL, Eckhard A. Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device. *International Journal of Refrigeration*, v. 28, n. 5, p. 766–773, 2005.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.10.008>

LI, Fenglei *et al.* Performance predictions of dry and wet vapors ejectors over entire operational range. *Energies*, v. 10, n. 7, p. 1–26, 2017.

<https://doi.org/10.3390/en10071012>

LI, Yafei *et al.* Visualization of two-phase flow in primary nozzle of a transcritical CO₂ ejector. *Energy Conversion and Management*, v. 171, n. June, p. 729–741, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.06.022>

LI, Yafei; DENG, Jianqiang. Numerical investigation on the performance of transcritical CO₂ two-phase ejector with a novel non-equilibrium CFD model. *Energy*, v. 238, p. 121995, 2022.

<https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121995>

LI, Yafei; DENG, Jianqiang; HE, Yang. Numerical study on the interaction of geometric parameters of a transcritical CO₂ two-phase ejector using response surface methodology and genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, v. 214, n. May, p. 118799, 2022.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118799>

LIAO, S. M.; ZHAO, T. S.; JAKOBSEN, A. Correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. *Applied Thermal Engineering*, v. 20, n. 9, p. 831–841, 2000.

[https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(99\)00070-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(99)00070-8)

LIU, Fang; GROLL, Eckhard A.; REN, Jianxing. Comprehensive experimental performance analyses of an ejector expansion transcritical CO₂ system. *Applied Thermal Engineering*, v. 98, p. 1061–1069, 2016.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.017>

LIU, Jiarui; LIU, Ye; YU, Jianlin. Performance analysis of a modified dual-ejector and dual-evaporator transcritical CO₂ refrigeration cycle for supermarket application. *International Journal of Refrigeration*, v. 131, p. 109–118, 2021.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.06.010>

LIU, Xi *et al.* Conventional and advanced exergy analyses of transcritical CO₂ ejector refrigeration system equipped with thermoelectric subcooler. *Energy Reports*, v. 7, p. 1765–1779, 2021.

<https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.03.023>

LIU, Xi *et al.* Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ refrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and ejector. *Energy Conversion and Management*, v. 188, n. February, p. 354–365, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.02.088>

LLOPIS, Rodrigo *et al.* Energy improvements of CO₂ transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling. *International Journal of Refrigeration*, v. 55, p. 129–141, 2015.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.03.016>

LORENTZEN, G. The use of natural refrigerants : a complete solution to the CFC/HCFC predicament (Utilisation des frigorigènes naturels : une solution complete au probl me des CFC et des HCFC). *Int. J. Refrig. Vol.*, v. 18, n. 3, p. 190–197, 1994.

[https://doi.org/10.1016/0140-7007\(94\)00001-E](https://doi.org/10.1016/0140-7007(94)00001-E)

LORENTZEN, Gustav. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *H and V Engineer*, v. 66, n. 721, p. 9–14, 1994.

[https://doi.org/10.1016/0140-7007\(94\)90059-0](https://doi.org/10.1016/0140-7007(94)90059-0)

LUCAS, Christian; KOEHLER, Juergen. Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector. *International Journal of Refrigeration*, v. 35, n. 6, p. 1595–1603, 2012.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.05.010>

MANJILI, F. Eskandari; YAVARI, M. A. Performance of a new two-stage multi-intercooling transcritical CO₂ ejector refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, v. 40, p. 202–209, 2012.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.02.014>

MARTÍNEZ-ÁNGELES, M. *et al.* Evaluation of CO₂-doped blends in single-stage with IHX and parallel compression refrigeration architectures. *International Journal of Refrigeration*, v. 151, n. March, p. 50–62, 2023.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.03.009>

MARTÍNEZ-ÁNGELES, M. *et al.* Experimental assessment of CO₂/R-152a mixtures in a refrigeration plant with integrated mechanical subcooling. *International Journal of Refrigeration*, v. 158, n. September 2023, p. 288–302, 2024.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.12.005>

MMA. *Brasil ratifica Emenda de Kigali para combater aquecimento global.*

MMA. *Ministério do Meio Ambiente e GIZ disponibilizam dois relatórios técnicos que demonstram como eliminar os vazamentos de HCFC-22 em supermercados.* Disponível em: <<https://boaspraticasrefrigeracao.com.br/ministerio-do-meio-ambiente-e-giz-disponibilizam-dois-relatorios-tecnicos-que-demonstram-como-eliminar-os-vazamentos-de-hcfc-22-em-supermercados/>>.

MOFFAT, Robert J. Describing the Uncertainties in Experimental Results. *Frontiers of Energy and Power Engineering in China*, v. 5, n. 1, p. 104–114, 1998.

[https://doi.org/10.1016/0894-1777\(88\)90043-X](https://doi.org/10.1016/0894-1777(88)90043-X)

NAKAGAWA, Masafumi; MARASIGAN, Ariel R.; MATSUKAWA, Takanori. Experimental analysis on the effect of internal heat exchanger in transcritical CO₂ refrigeration cycle with two-phase ejector. *International Journal of Refrigeration*, v. 34, n. 7, p. 1577–1586, 2011.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.03.007>

NEBOT-ANDRÉS, Laura; CALLEJA-ANTA, Daniel; SÁNCHEZ, Daniel; *et al.* Experimental assessment of dedicated and integrated mechanical subcooling systems vs parallel compression in transcritical CO₂ refrigeration plants. *Energy Conversion and Management*, v.

252, 2022.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.115051>

NEBOT-ANDRÉS, Laura; CALLEJA-ANTA, Daniel; FOSSI, Carlos; *et al.* Experimental assessment of different extraction points for the integrated mechanical subcooling system of a CO₂ transcritical plant. *International Journal of Refrigeration*, v. 136, n. September 2021, p. 8–16, 2022.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.01.006>

NEBOT-ANDRÉS, Laura *et al.* Experimental determination of the optimum intermediate and gas-cooler pressures of a commercial transcritical CO₂ refrigeration plant with parallel compression. *Applied Thermal Engineering*, v. 189, n. September 2020, 2021.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116671>

NEBOT-ANDRÉS, Laura *et al.* Experimental determination of the optimum working conditions of a transcritical CO₂ refrigeration plant with integrated mechanical subcooling. *International Journal of Refrigeration*, v. 113, p. 266–275, 2020.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.02.012>

NEBOT-ANDRÉS, Laura; DEL DUCA, Manuel Gesù; *et al.* Improving efficiency of transcritical CO₂ cycles through a magnetic refrigeration subcooling system. *Energy Conversion and Management*, v. 265, n. May, p. 115766, 2022.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115766>

ORUÇ, Vedat; DEVECIOĞLU, Atilla G. Experimental investigation on the low-GWP HFC/HFO blends R454A and R454C in a R404A refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, v. 128, n. 2021, p. 242–251, 2021.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.04.007>

PAURINE, A. *et al.* Understanding the market need for skills in alternative refrigerants with low global warming potential in the EU region – A comprehensive survey on Refrigerant Emissions And Leakage (REAL) alternatives programme. *International Journal of Refrigeration*, v. 122, p. 11–20, 2021.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.11.014>

SACASAS, Daniel *et al.* Environmental and energetic impact of refrigeration systems using CO₂ (R744): A Cuban case study. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, v. 68, n. August 2023, 2024.

<https://doi.org/10.1016/j.seta.2024.103873>

SÁNCHEZ, D. *et al.* ALTERNATIVE CO₂-BASED BLENDS FOR TRANSCRITICAL REFRIGERATION SYSTEMS. *International Journal of Refrigeration*, p. 385–402, 2022.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.03.021>

SÁNCHEZ, D. *et al.* ALTERNATIVE CO₂-BASED BLENDS FOR TRANSCRITICAL REFRIGERATION SYSTEMS. *International Journal of Refrigeration*, p. 385–402, 2023.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.03.021>

SÁNCHEZ, D. *et al.* Experimental evaluation of the CO₂-based mixtures CO₂/R32, CO₂/R1234yf and CO₂/R1270 in a transcritical refrigerating plant considering the effect of the internal heat exchanger (IHX). *Applied Thermal Engineering*, v. 236, n. September 2023, 2024.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121473>

SARKAR, J.; BHATTACHARYYA, Souvik; GOPAL, M. Ram. Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. *International Journal of Refrigeration*, v. 27, n. 8, p. 830–838, 2004.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.03.006>

SONG, Xia *et al.* An investigation into the thermodynamic improvement potential of a transcritical automotive CO₂ refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, v. 216, n. July, p. 119137, 2022.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119137>

SONG, Yulong *et al.* Review on the simulation models of the two-phase-ejector used in the transcritical carbon dioxide systems. *International Journal of Refrigeration*, v. 119, p. 434–447, 2020.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.04.029>

SURWASE, Sushil Ashok; SINGH, Simarpreet; MAIYA, M. P. Performance evaluation of an ejector based transcritical R-744 refrigeration system with evaporative gascooler. *Thermal Science and Engineering Progress*, v. 39, n. November 2022, p. 101728, 2023.

<https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101728>

SUTTHIVIRODE, Kittiwoot; THONGTIP, Tongchana. Experimental investigation of a two-phase ejector installed into the refrigeration system for performance enhancement. *Energy Reports*, v. 8, p. 7263–7273, 2022.

<https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.05.236>

TASLIMI TALEGHANI, S. *et al.* Performance investigation of a two-phase transcritical CO₂ ejector heat pump system. *Energy Conversion and Management*, v. 185, n. February, p. 442–454, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.02.004>

TORRELLA, E. *et al.* Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data. *International Journal of Refrigeration*, v. 34, n. 1, p. 40–49, 2011.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.07.006>

WANG, Wenyi *et al.* Study on the mechanism of the optimal discharge pressure for a transcritical CO₂ system. *International Journal of Refrigeration*, v. 160, n. October 2023, p. 95–105, 2024.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2024.01.021>

WANG, Zhe; HAN, Fenghui; SUNDÉN, Bengt. Parametric evaluation and performance comparison of a modified CO₂ transcritical refrigeration cycle in air-conditioning applications. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 131, p. 617–625, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.cherd.2017.08.003>

YAN, Jia; LI, Zhou; ZHANG, Hanrui. Investigation on key geometries optimization and effect of variable operating conditions of a transcritical R744 two-phase ejector. *Applied Thermal Engineering*, v. 230, n. PA, p. 120733, 2023.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120733>

YU, Binbin *et al.* An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical CO₂ refrigeration cycle. *Energy*, v. 189, p. 116147, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116147>

ZENG, Min Qiang *et al.* Thermodynamic analysis of a novel multi-target temperature transcritical CO₂ ejector-expansion refrigeration cycle with vapor-injection. *Energy*, v. 259, n. July, p. 125016, 2022.

<https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125016>

ZHANG, X. P. *et al.* Determination of the optimum heat rejection pressure in transcritical cycles working with R744/R290 mixture. *Applied Thermal Engineering*, v. 54, n. 1, p. 176–184, 2013.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.02.006>

ZHANG, Xinxin; LI, Yingzhen. A review of recent research on hydrofluoroolefin (HFO) and

hydrochlorofluoroolefin (HCFO) refrigerants. *Energy*, v. 311, n. March, p. 133423, 2024.

<https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.133423>

ZHANG, Zhen Ying *et al.* Theoretical evaluation on effect of internal heat exchanger in ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, v. 50, n. 1, p. 932–938, 2013.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.08.022>

ZHENG, Lixing; DENG, Jianqiang. Experimental investigation on a transcritical CO₂ ejector expansion refrigeration system with two-stage evaporation. *Applied Thermal Engineering*, v. 125, p. 919–927, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.056>

ZHENG, Lixing; DENG, Jianqiang; ZHANG, Zaoxiao. Dynamic simulation of an improved transcritical CO₂ ejector expansion refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*, v. 114, p. 278–289, 2016.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.01.069>

ZHENG, Zeye; LV, Dewei; *et al.* Energy and exergy analysis of a transcritical CO₂ refrigeration system integrated with vapor injection and mechanical subcooling. *Journal of Supercritical Fluids*, v. 222, n. March, p. 106592, 2025.

<https://doi.org/10.1016/j.supflu.2025.106592>

ZHENG, Zeye; YANG, Qichao; *et al.* Thermodynamic analysis and comparison of mechanical subcooling transcritical CO₂ refrigeration system with expander and throttling valve. *Case Studies in Thermal Engineering*, v. 65, n. December 2024, p. 105625, 2025.

<https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.105625>

ZHU, Yinhai; LI, Conghui; *et al.* Comprehensive experimental study on a transcritical CO₂ ejector-expansion refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, v. 151, n. August, p. 98–106, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.08.061>

ZHU, Yinhai *et al.* Experimental investigation on the performance of transcritical CO₂ ejector-expansion heat pump water heater system. *Energy Conversion and Management*, v. 167, n. December 2017, p. 147–155, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.04.081>

ZHU, Yinhai; WANG, Zhecheng; *et al.* Flow visualization of supersonic two-phase transcritical

flow of CO₂ in an ejector of a refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, v. 74, p. 352–359, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.11.012>

ZHU, Yinhai; JIANG, Peixue. Theoretical model of transcritical CO₂ ejector with non-equilibrium phase change correlation. *International Journal of Refrigeration*, v. 86, p. 218–227, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.10.033>

7. ANEXOS

7.1 ANEXO I

SP-5914

1.General specification

1-1. Main data

Application	Refrigerator
Compressor type	Hermetic vertical type
Pump type	Twin cylinder rotary
Nominal Output	2200 W
Refrigerant	R744
Painting color	Black
Mass(included oil)	13.8 kg

Compressor mechanism

Displacement	10.0 cm ³ /rev
Number of cylinder	2
Diameter of cylinder	φ39.0 mm
Height of cylinder	14.0 mm
Orbital radius	3.18 mm
Oil charged	PAG oil VG100 450 mL

Motor

Motor type	DC inverter
Specification	DC Brushless motor
Starting type	DC inverter starting
Number of pole	4 Pole
Revolution range	25~100 s-1
Winding resistance(at 20°C)	0.92 Ω
Classification of insulation	F

Tubes and connecting terminals

Discharge tube(I.D.)	φ6.5 mm
Suction tube(I.D.)	φ9.8 mm
Process tube(I.D.)	— mm
Injection tube(I.D.)	— mm
Balance tube(I.D.)	— mm
Wiring connection terminal	Receptacle #250(flag type)

1-2.Electrical parts

Parts List	Specification

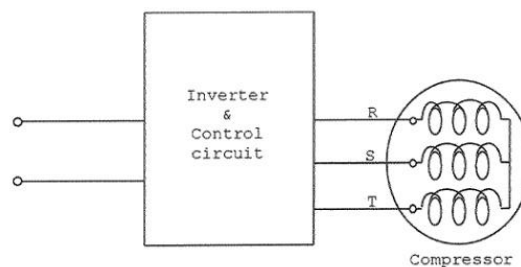
issued 28 Mar., 2018

TOSHIBA

1/3

SP-5914

1-3.Wiring diagram



Phase rotation R-S-T
 "R", "S", "T" are showed on the terminal cover.

2.Performance

Note. The unit of pressure is given in MPa Gauge.

items	data(R744)	revolution	condition(R744)	power supply
Cooling capacity	6400±320 W	60 s-1	Cond. Temp. 27.0 °C	General purpose inverter
Motor input	2085±104 W		Eve. Temp. -6.7 °C	
Current	- A		Liquid temp. 26.0 °C	
			Suc. gas temp. -1.7 °C	
			Ambient temp. 20.0 °C	
Sound level *	73±4 dB·A	45.5 s-1	Pd/Ps=6.74/2.91 MPa	same above
Vibration (Half amplitude)	45 µm max. rotation direct.	60 s-1	Pd/Ps=6.74/2.91 MPa	same above

*.Measuring method is based on "JIS Z 8732"(Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure).

3.General characteristics

3-1.Pressure test

Air tight test Pressure(AP)	High pressure side	14.0 MPa
	Low pressure side	9.0 MPa
Withstanding test pressure(TP)	High pressure side	44.0 MPa
	Low pressure side	33.0 MPa

3-2.Others

Insulation resistance	20MΩ min.	when shipped in nitrogen gas filled
Withstand voltage	AC2000V 3sec.	sine wave
Residual moisture	250 mg max.	cold trap method
Residual impurities	30 mg max.	

SP-5914

4.General limitation

Note. The unit of pressure is given in MPa Gauge.

item	Normal load condition(R744)
Discharge pressure	12.5 MPa max.
Suction pressure	1.2~4.1 MPa
Compression ratio	5.5 max.
Motor winding temp.	155 °C max. *1
	55 °C max. *2
Discharge tube temp.	130 °C max.
System refrigerant amount	0.75 kg max.

*1:Operation, *2:Heating by motor input(at non-revolution)

Please observe the following limitations.

1. Limitation of operating pressure
2. Rotary Compressor Operating Instructions

5.Delivered Parts List

Name	Q'ty	Drawing No.	Part No.
Compressor	1	D210900410	82807718
TERMINAL COVER 6	1	4699005811	82891148
COVER BAND F	1	4699200810	82890997
N1-BUSHING	1	E210680210	82891603
RUBBER CUSHION	3	E226911110	82890825
NUT-W-FW	3	E223910810	82890570
SPACER	3	E200914720	82859330

TERMINAL COVER 6, COVER BAND F and N1-BUSHING are included in a compressor.

6.Container

Standard container specified in "TOSHIBA CARRIER CORPORATION" is used.

issued 28 Mar.,2018

TOSHIBA

3/3

Anexo I dados do fabricante para o compressor rotativo utilizado nesta pesquisa.

7.2 ANEXO II



A DOVER COMPANY

SWEP International AB
Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

SINGLE PHASE - RATING

SWEP SSP G8 2023.609.1.0

HEAT EXCHANGER: B18Mx12/1P

Date: 13/07/2023

SSP Alias: B18M

DUTY REQUIREMENTS

		Side 1	Side 2
Fluid		R744 (Carbon Dioxide) (120,0 bar)	Water
Flow type		Counter-Current	
Circuit		Inner	Outer
Heat load	kW	6,509	
Inlet temperature	°C	110,00	25,00
Outlet temperature	°C	27,00	28,89
Flow rate	kg/h kg/s	95,00	0,4000
Thermal length		3,885	0,182

PLATE HEAT EXCHANGER

		Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m ²	0,410	
Heat flux	kW/m ²	15,9	
Mean temperature difference	K	21,36	
O.H.T.C. (available/required)	W/m ² , °C	971/856	
Pressure drop - total*	kPa	0,251	22,9
- in ports	kPa	3,08e-3	0,371
Port diameter (up/down)	mm	24,0/24,0	24,0/24,0
Number of channels per pass		5	6
Number of plates		12	
Oversurfacing	%	13	
Fouling factor	m ² , °C/kW	0,139	
Reynolds number		2752	1381
Port velocity (up/down)	m/s	0,112/0,112	0,887/0,887
Channel velocity	m/s	0,0875	0,395
Shear stress	Pa	0,564	51,3
Average wall temperature	°C	28,44	27,82
Largest wall temperature difference	K	1,46	
Min./Max. wall temperature	°C	25,58/34,15	25,45/32,69

*Excluding pressure drop in connections.

NOTES

! For a desuperheater installation it is recommended to have the gas enter in the top of the BPHE, either in F1 or F2. The reason is to easily remove possible condensate from the BPHE

PHYSICAL PROPERTIES

		Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	57,84	26,85
Dynamic viscosity	cP	0,0276	0,853
Dynamic viscosity - wall	cP	0,0745	0,836
Density	kg/m ³	355,8	996,5
Heat capacity	kJ/kg, °C	3,190	4,179
Thermal conductivity	W/m, °C	0,04490	0,6104
Film coefficient	W/m ² , °C	1100	11800

TOTALS

		Side 1	Side 2
Total weight empty (no connections)*	kg	7,05	
Total weight filled (no connections)*	kg	7,55	
Hold-up volume (Inner Circuit)	dm ³	0,3	
Hold-up volume (Outer Circuit)	dm ³	0,36	
Port size F1/P1	mm	24	



be694d51-17a9-4faa-bec1-970cdbac38da

www.swep.net

Date: 13/07/2023

Page: 1/2



SWEP International AB
Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

TOTALS		Side 1	Side 2
Port size F2/P2	mm	24	
Port size F3/P3	mm	24	
Port size F4/P4	mm	24	
Carbon footprint	kg	49,56	

*Weight depends on the selected product.

DIMENSIONS

	FRONT	BACK	SIDE			
				A	mm	377 ±2
				B	mm	119,5 ±1
				C	mm	329 ±1
				D	mm	72 ±1
				E	mm	45 (opt. 81) ±1
				F	mm	36 ±1,5%
				G	mm	2 ±1
				R	mm	23,5

*This is a schematic sketch. For correct drawings please use the order drawing function or contact your SWEP representative.

Disclaimer:
Data used in this calculation is subject to change without notice. SWEP strives to use "best practice" for the calculations leading to the above results. Calculation is intended to show thermal and hydraulic performance, no consideration has been taken to mechanical strength of the product. Product restrictions - such as pressure, temperatures and corrosion resistance- can be found in SWEP product sheets and other technical documentation. SWEP may have patents, trademarks, copyrights or other intellectual property rights covering subject matter in this document. Except as expressly provided in any written license agreement from SWEP, the furnishing of this document does not give you any license to these patents, trademarks, copyrights, or other intellectual property. To the maximum extent permitted by applicable law, the software, the calculations and the results are provided without warranties of any kind, whether express or implied. No advice or information obtained through use of the software (including information provided in the results), will create any warranty not expressly stated in the applicable license terms. Without limiting the foregoing, SWEP does not warrant that the content (including the calculations and the results) is accurate, reliable or correct. SWEP does not warrant that any system comprising heat exchanger and other components, installed on the basis of calculations in this software, will meet your requirements or function to your satisfaction or expectations.



be694d51-17a9-4faa-bec1-970cdbac38da

www.swep.net

Date: 13/07/2023

Page: 2/2

7.3 ANEXO III



CTM Low pressure valve, type CTM 6

Product specification

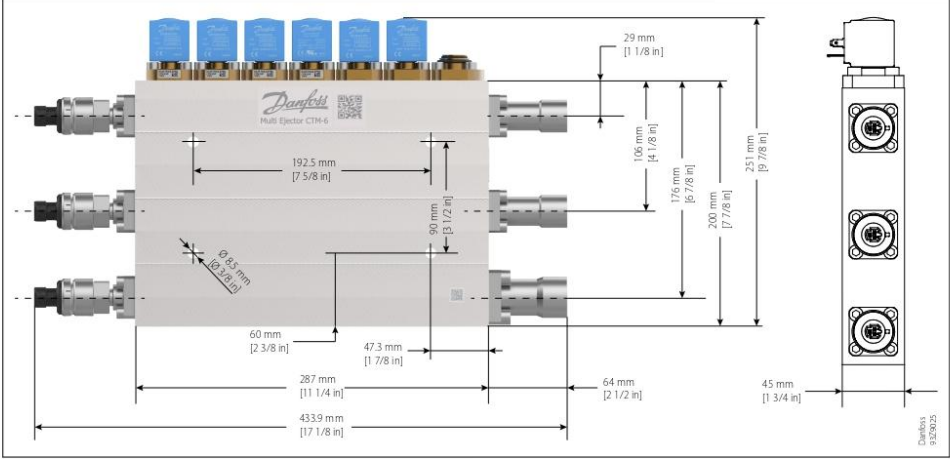
Material specification

Table 2: Material specification

Housing	Aluminium AW-6082 T6
Connections	Stainless steel AISI 304
Ejectors	Brass
Screws	Stainless steel A2-70

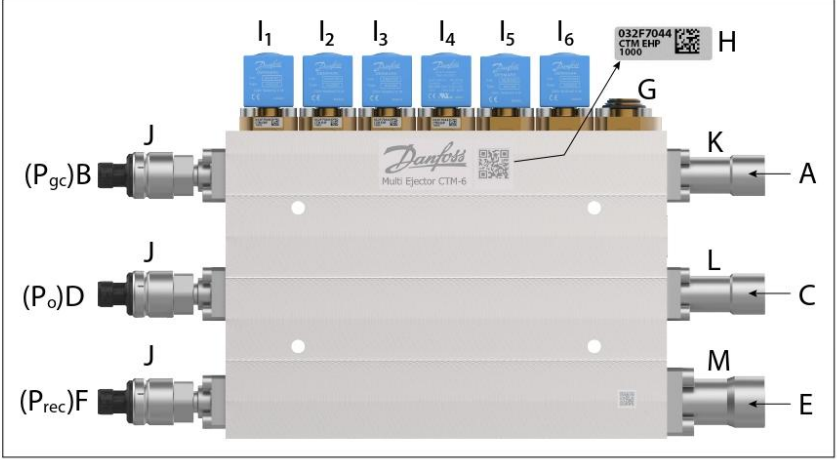
Dimensions and weights

Figure 3: CTM 6 (Weight: 9.1 Kg / 20.1 lb)



Connector positions

Figure 4: Connector positions




CTM Low pressure valve, type CTM 6

A	Gas cooler outlet - Ball valve - inlet connector Combi brazing 7/8 inch ODF - weld 3/4 inch (EN10220)	F	Outlet measurement port G 7/16 inch - 20 UNF
B	Inlet measurement port G 7/16 inch - 20 UNF	G	Strainer
C	Suction connector. MT evaporator outlet - Ball valve - suction connector. Combi brazing 7/8 inch ODF - weld 3/4 inch (EN10220)	H	Label
D	Suction measurement port G 7/16 inch - 20 UNF	I	Ejector
E	Common outlet connector - Ball valve - Receiver Combi brazing 1 1/8 inch ODF - weld 1 inch (EN10220)	J	Pressure transmitter DST P310 (076G1021)
		K	High pressure inlet
		L	Suction inlet
		M	Receiver

Mounting order of ejectors:

Ejectors with the highest capacities (longest ejectors) must be placed closest to the suction connector C. Any blank ejector should be placed after the ejectors.



CTM Low pressure valve, type CTM 6

Ordering

Valve configuration

Figure 5: Valve configuration

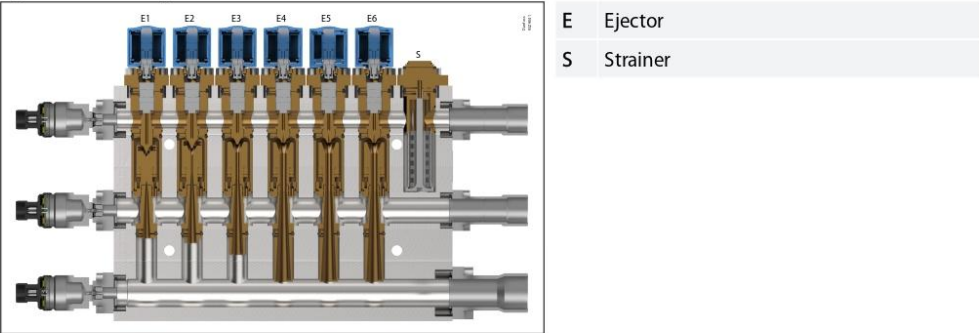


Table 3: Valve configuration

Type	Code no.	Product name	Ejector 1	Ejector 2	Ejector 3	Ejector 4	Ejector 5	Ejector 6
CTM 6	032F5678	CTM Multi Ejector LP 935	CTM ELP 60	CTM ELP 125	CTM ELP 250	CTM ELP 500	Blank ejector	Blank ejector
CTM 6	032F5693	CTM Multi Ejector LP 1435	CTM ELP 60	CTM ELP 125	CTM ELP 250	CTM ELP 500	CTM ELP 500	Blank ejector
CTM 6	032F5679	CTM Multi Ejector LP 1935	CTM ELP 60	CTM ELP 125	CTM ELP 250	CTM ELP 500	CTM ELP 500	CTM ELP 500

Multi Ejector

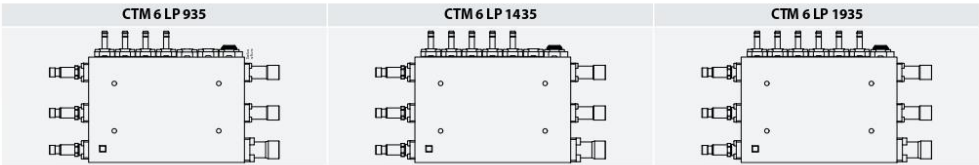


Table 4: Multi Ejector CTM 6

Type	Capacity - Mass flow ⁽¹⁾	Capacity - Mass flow ⁽²⁾	Code no. Single pack
	[kg/h]	[lb/h]	
CTM 6 LP 935	935	2061	032F5678
CTM 6 LP 1435	1435	3164	032F5693
CTM 6 LP 1935	1935	4266	032F5679

⁽¹⁾ R744 at 90 bar / 35 °C
⁽²⁾ R744 at 1305 psi /95 °F

(LP = Low Pressure lift)
(The above code numbers are without coils which should be ordered separately – see coil ordering below).

7.4 ANEXO IV



SWEP International AB
P O Box 105
Järvgatan 3B
SE-261 44 Landskrona, Sweden
www.swep.net

EVAPORADOR - DESEMPENHO
TROCADOR DE CALOR: B80ASHx30/1P

SWEP SSP G8 2024.313.7.0

Data: 22/03/2024

Alias do SSP: B80AS

DUTY REQUIREMENTS		LADO 1	LADO 2
Fluido		R744 (Carbon Dioxide)	Ethylene Glycol - Water (30,0 mass%)
Tipo de Fluxo		Contra-Corrente	
O circuito		Interno	Externo
Canal		Estreito	Largo
Carga Térmica		12,00	
Temperatura do líquido sub-resfriado			
Título do Vapor de Entrada		0,090	
Título do Vapor de Saída		1,000	
Temperatura de entrada		-15,26	-7,00
Temperatura de Evaporação (orvalho)		-15,33	
Superaquecimento		5,00	
Temperatura de saída		-10,33	-13,00
Vazão		0,04726	0,5613
• Vapor de Entrada		4,253e-3	
Fluido Vaporizado		0,04300	

Trocador de Calor a Placas		LADO 1	LADO 2
Área de Transferência Térmica		1,68	
Fluxo de Calor		7,14	
Méd. log. das diferenças de Temp.		5,33	
Coef. de transfer. de calor (dispon./solicit.)		1340/1340	
Perda de carga - Total*		4,36	10,4
- do Bocal (Entrada/Saída)		-2,07e-3/0,0313	0,193
Perda de Carga nos Distribuidores		0,000 - 0,000	
Pressão de Operação - Saída		2270	
Núm. de canais por passagem		14	15
Núm. de placas		30	
Excesso de Área		-0	
Fator de Incrustação		-0,001	
Diâmetro do Bocal (cima/baixo)		33,0/33,0	33,0/33,0
Diâmetro recomendado da conexão de entrada		2,40 - 3,79	
Diâmetro recomendado da conexão de saída		6,33 - 14,1	
Núm. de Reynolds			102,7
Velocidade no Bocal de Saída		0,919	0,622
Velocidade no Canal		0,248	0,157
Tensão de Cisalhamento			21,7
Maior diferença de temperatura na parede		0,26	
Min./Máx. temperatura na parede		-14,34/-8,23	-14,27/-8,17

*Excluindo perda de carga nas conexões.

NOTAS

- ! Vapor velocity is lower than recommended, this can have impact on oil transport.
i Evaporator performance prediction does not use two phase correction factors.

REQUISITOS DE OPERAÇÃO		LADO 1	LADO 2
Temperatura de Referência		-15,30	-10,08
Líquido • Viscosidade Dinâmica		0,129	6,45
• Densidade		1010	1056



be694d51-17a9-4faa-bec1-970cdbac38da

www.swep.net

Data: 22/03/2024

Página: 1/2



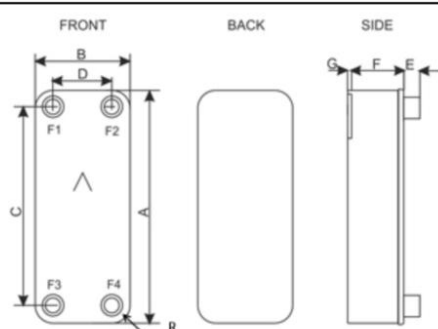
SWEP International AB
P O Box 105
Järvagatan 3B
SE-261 44 Landskrona, Sweden
www.swep.net

REQUISITOS DE OPERAÇÃO		LADO 1	LADO 2
• Capacidade Térmica	kJ/kg, °C	2,224	3,563
• Condutividade Térmica	W/m, °C	0,1290	0,4153
Vapor • Viscosidade Dinâmica	cP	0,0134	
• Densidade	kg/m³	60,12	
• Capacidade Térmica	kJ/kg, °C	1,381	
• Condutividade Térmica	W/m, °C	0,01590	
• Calor Latente	kJ/kg	271,7	
• Bub Enthalpy	kJ/kg	164,6	
• Dew Enthalpy	kJ/kg	436,3	
• Inlet Enthalpy	kJ/kg	189,1	
• Outlet Enthalpy	kJ/kg	447,4	
Coefficiente de Filme	W/m², °C	7060	3570

TOTAIS		LADO 1	LADO 2
Peso Total (sem conexões)*	kg	7,01 - 7,91	
Volume de Retenção (Interno O circuito)	dm³	1,4	
Volume de Retenção (Externo O circuito)	dm³	1,83	
Tamanho da Porta F1/P1	mm	33	
Tamanho da Porta F2/P2	mm	33	
Tamanho da Porta F3/P3	mm	33	
Tamanho da Porta F4/P4	mm	33	
Pegada de Carbono	kg	49,28	

*O peso depende do produto selecionado.

DIMENSÕES



A	mm	526 ±2
B	mm	119 ±1
C	mm	470 ±1
D	mm	63 ±1
E	mm	27 (opt. 45) ±1
F*	mm	71,2 - 79,5 ±2%
G	mm	6 ±1
R	mm	23

*As dimensões dependem do produto selecionado.

*Este é um rascunho esquemático. Para desenhos contate seu representante SWEP.

Legal notice:

By using the SSP/DThermX software the Licensee confirms that the input data is not subject to export control laws including ITAR (International Traffic in Arms Regulations). Licensee further agrees and confirms that the configured products are not subject to export control laws including ITAR and do not qualify as "specially designed" for export control purposes. If you would like to discuss configuration of export controlled products including ITAR-qualifying products, or if your data is export controlled, please reach out to your SWEP representative or email info@swep.net.

Disclaimer:

Data used in this calculation is subject to change without notice. SWEP strives to use "best practice" for the calculations leading to the above results. Calculation is intended to show thermal and hydraulic performance, no consideration has been taken to mechanical strength of the product. Product restrictions - such as pressure, temperatures and corrosion resistance- can be found in SWEP product sheets and other technical documentation. SWEP may have patents, trademarks, copyrights or other intellectual property rights covering subject matter in this document. Except as expressly provided in any written license agreement from SWEP, the furnishing of this document does not give you any license to these patents, trademarks, copyrights, or other intellectual property. To the maximum extent permitted by applicable law, the software, the calculations and the results are provided without warranties of any kind, whether express or implied. No advice or information obtained through use of the software (including information provided in the results), will create any warranty not expressly stated in the applicable license terms. Without limiting the foregoing, SWEP does not warrant that the content (including the calculations and the results) is accurate, reliable or correct. SWEP does not warrant that any system comprising heat exchanger and other components, installed on the basis of calculations in this software, will meet your requirements or function to your satisfaction or expectations.



be694d51-17a9-4faa-bec1-970cdbac38da

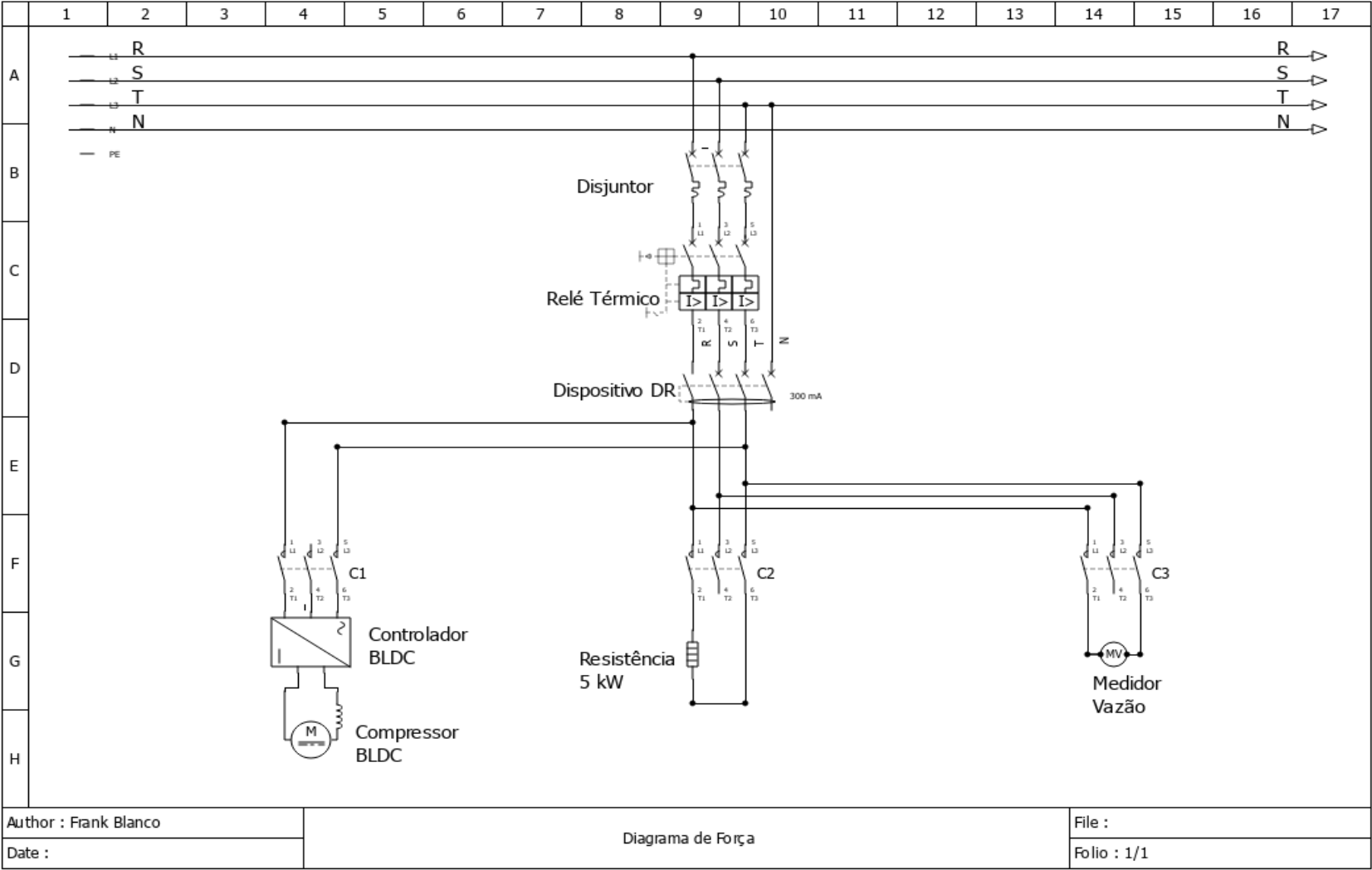
www.swep.net

Data: 22/03/2024

Página: 2/2

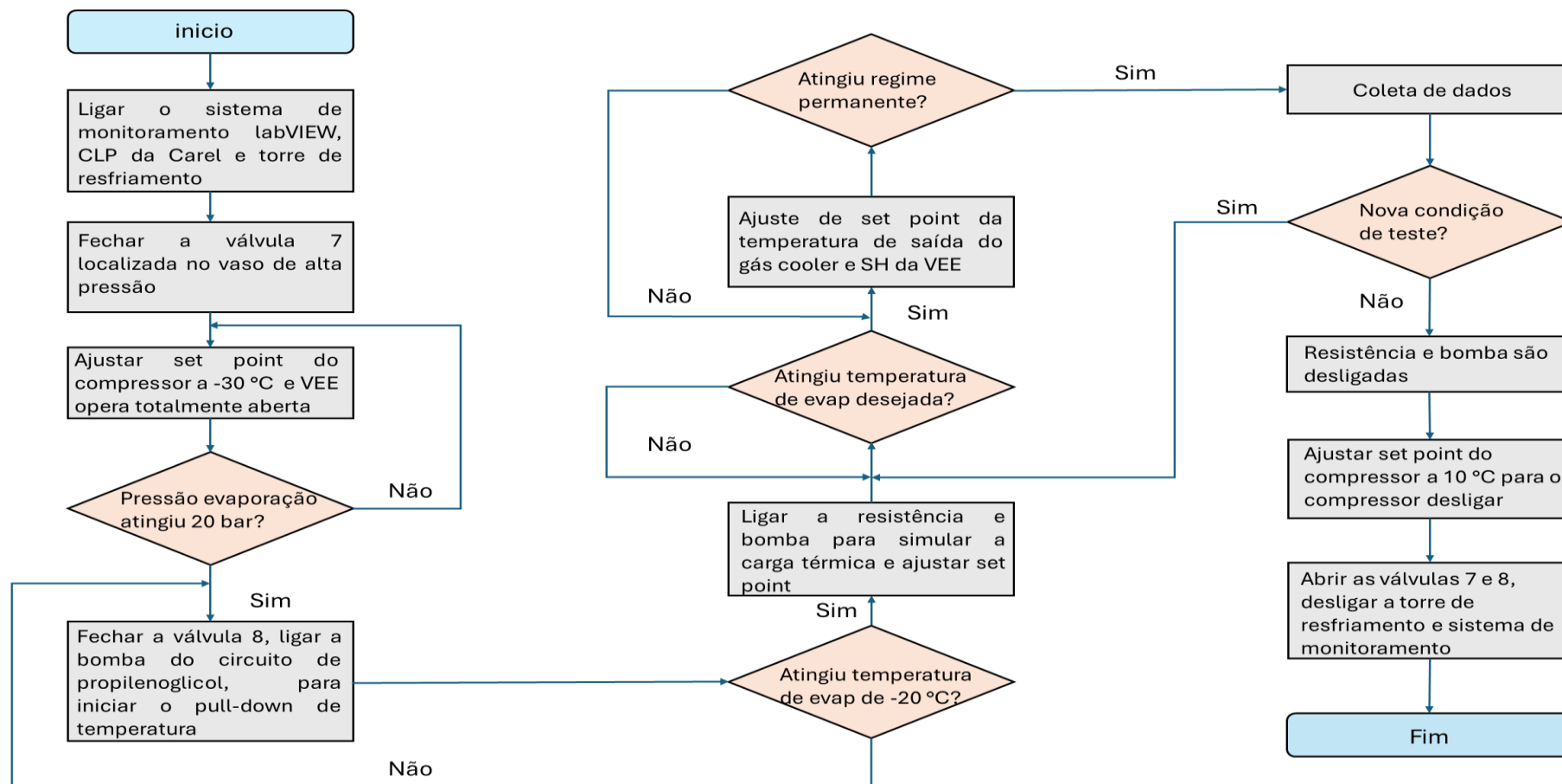
Anexo IV dados técnicos do evaporador utilizado nesta pesquisa.

8.2 APÊNDICE II



Apêndice II diagrama de força do ciclo de refrigeração transcrito

8.3 APÊNDICE III



Apêndice III passos para ligar a bancada do ciclo de refrigeração transcritical.

8.4 APÊNDICE IV

Apêndice IV dados experimentais e incertezas obtidas referentes ao CRT para uma abertura de 60 %.

$T_{Evap} (^{\circ}C)$	$T_{Said,RG} (^{\circ}C)$	$P_{Said,GC} \pm \delta (bar)$	$\dot{m}_{ref} \pm \delta (g.s^{-1})$	$T_{suc} \pm \delta (^{\circ}C)$	$T_{disc} \pm \delta (^{\circ}C)$	$q_{evap} \pm \delta (kJ.kg^{-1})$	$w_c \pm \delta (kJ.kg^{-1})$	$\dot{Q}_{Evap} \pm \delta (-)$	$COP \pm \delta (-)$
-12	31	74,92 ± 0,51	1,588 ± 0,007	0,9 ± 0,3	96,6 ± 0,3	153,6 ± 4,78	2,71 ± 0,17	4,07 ± 0,11	1,501 ± 0,068
-12	31	76,58 ± 0,54	1,639 ± 0,008	0,4 ± 0,5	98,2 ± 0,5	152,8 ± 4,9	2,76 ± 0,17	4,17 ± 0,11	1,511 ± 0,069
-9	31	75,44 ± 0,75	1,653 ± 0,005	2,9 ± 0,5	90,3 ± 0,5	153,1 ± 4,7	2,53 ± 0,17	4,22 ± 0,12	1,67 ± 0,078
-9	31	75,78 ± 0,92	1,678 ± 0,01	3 ± 0,5	91,5 ± 0,5	152,7 ± 5,31	2,62 ± 0,17	4,27 ± 0,13	1,634 ± 0,081
-9	31	75,68 ± 0,65	1,603 ± 0,008	5,7 ± 0,8	84,5 ± 0,8	153,6 ± 5,73	2,26 ± 0,15	4,11 ± 0,12	1,817 ± 0,086
-6	31	75,47 ± 0,67	1,545 ± 0,007	5,6 ± 0,7	84 ± 0,7	153,9 ± 5,71	2,16 ± 0,15	3,96 ± 0,11	1,833 ± 0,083
-6	31	75,13 ± 0,55	1,573 ± 0,007	8,5 ± 0,6	78,7 ± 0,6	154,2 ± 4,88	1,97 ± 0,12	4,04 ± 0,11	2,055 ± 0,101
-3	31	75,35 ± 0,96	1,53 ± 0,007	8,7 ± 0,4	78,1 ± 0,4	151,8 ± 4,91	1,96 ± 0,12	3,87 ± 0,11	1,979 ± 0,098
-3	31	79,62 ± 0,61	1,619 ± 0,009	0,9 ± 0,3	102,2 ± 0,3	127,8 ± 4,24	2,94 ± 0,15	3,45 ± 0,09	1,173 ± 0,055
-12	34	80,34 ± 0,4	1,619 ± 0,007	0,6 ± 0,2	102,4 ± 0,2	132,3 ± 4,82	2,93 ± 0,14	3,57 ± 0,1	1,219 ± 0,057
-12	34	80,39 ± 0,74	1,783 ± 0,034	2,8 ± 0,4	97,7 ± 0,4	137,6 ± 5,05	2,93 ± 0,17	4,09 ± 0,11	1,397 ± 0,066
-9	34	81,45 ± 0,91	1,747 ± 0,021	2,8 ± 0,4	98,1 ± 0,4	141,3 ± 4,96	2,9 ± 0,15	4,11 ± 0,11	1,418 ± 0,067
-9	34	80,66 ± 0,54	1,752 ± 0,01	5,6 ± 0,6	92,6 ± 0,6	139,1 ± 5,07	2,68 ± 0,18	4,06 ± 0,1	1,514 ± 0,069
-9	34	80,13 ± 0,88	1,668 ± 0,006	5,6 ± 0,7	90,5 ± 0,7	140,8 ± 5,5	2,5 ± 0,18	3,91 ± 0,1	1,568 ± 0,071
-6	34	80,09 ± 0,61	1,719 ± 0,009	8,4 ± 0,4	85,1 ± 0,4	135,3 ± 4,96	2,33 ± 0,17	3,88 ± 0,1	1,663 ± 0,08
-6	34	80,19 ± 0,78	1,674 ± 0,009	8,5 ± 0,4	84,7 ± 0,4	139,1 ± 4,64	2,28 ± 0,18	3,88 ± 0,1	1,705 ± 0,082
-3	34	84,1 ± 0,61	1,763 ± 0,01	3,3 ± 0,2	103,2 ± 0,2	111,3 ± 4,25	3,13 ± 0,15	3,27 ± 0,1	1,046 ± 0,049
-3	34	86,01 ± 0,37	1,762 ± 0,008	3,1 ± 0,3	104,1 ± 0,3	121,5 ± 4,08	3,13 ± 0,14	3,57 ± 0,1	1,139 ± 0,052
-12	37	86,38 ± 0,77	1,901 ± 0,009	5,6 ± 0,7	100 ± 0,7	128,3 ± 4,81	3,07 ± 0,17	4,06 ± 0,11	1,323 ± 0,06
-12	37	87,06 ± 0,59	1,869 ± 0,009	5,1 ± 0,6	100,5 ± 0,6	130,9 ± 4,35	3,09 ± 0,17	4,08 ± 0,12	1,318 ± 0,062
-9	37	85,03 ± 0,51	1,832 ± 0,01	8,6 ± 0,5	92,4 ± 0,5	119,5 ± 4,34	2,69 ± 0,2	3,65 ± 0,1	1,358 ± 0,062
-9	37	86,18 ± 0,5	1,81 ± 0,026	8,6 ± 0,6	92,8 ± 0,6	128 ± 3,95	2,65 ± 0,19	3,86 ± 0,1	1,457 ± 0,068
-9	37	74,92 ± 0,51	1,588 ± 0,007	0,9 ± 0,3	96,6 ± 0,3	153,6 ± 4,78	2,71 ± 0,17	4,07 ± 0,11	1,501 ± 0,068
-6	37	76,58 ± 0,54	1,639 ± 0,008	0,4 ± 0,5	98,2 ± 0,5	152,8 ± 4,9	2,76 ± 0,17	4,17 ± 0,11	1,511 ± 0,069
-6	37	75,44 ± 0,75	1,653 ± 0,005	2,9 ± 0,5	90,3 ± 0,5	153,1 ± 4,7	2,53 ± 0,17	4,22 ± 0,12	1,67 ± 0,078
-3	37	75,78 ± 0,92	1,678 ± 0,01	3 ± 0,5	91,5 ± 0,5	152,7 ± 5,31	2,62 ± 0,17	4,27 ± 0,13	1,634 ± 0,081
-3	37	75,68 ± 0,65	1,603 ± 0,008	5,7 ± 0,8	84,5 ± 0,8	153,6 ± 5,73	2,26 ± 0,15	4,11 ± 0,12	1,817 ± 0,086

8.5 APÊNDICE V

Apêndice V dados experimentais e incertezas obtidas referentes o CRTE.

$T_{\text{Evap}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{Said,RG}} (^{\circ}\text{C})$	$P_{\text{Said,GC}} \pm \delta \text{ (bar)}$	$\dot{m}_{\text{Pri}} \pm \delta \text{ (kg.min}^{-1}\text{)}$	$\dot{m}_{\text{Sec}} \pm \delta \text{ (kg.min}^{-1}\text{)}$	$T_{\text{suc}} \pm \delta (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{disc}} \pm \delta (^{\circ}\text{C})$	$q_{\text{evap}} \pm \delta \text{ (kJ.kg}^{-1}\text{)}$	$w_c \pm \delta \text{ (kJ.kg}^{-1}\text{)}$	$\dot{Q}_{\text{Evap}} \pm \delta \text{ (-)}$	$\text{COP} \pm \delta \text{ (-)}$
-15	31	75,05 ± 0,65	2,406 ± 0,017	1,233 ± 0,012	-3,2 ± 0,4	84,4 ± 1,5	273,3 ± 9,18	2,72 ± 0,16	5,62 ± 0,16	2,066 ± 0,1
-15	31	75,15 ± 0,7	2,404 ± 0,027	1,227 ± 0,015	-3 ± 0,4	84,1 ± 3	270,4 ± 9,74	2,73 ± 0,17	5,53 ± 0,15	2,024 ± 0,1
-12	31	74,06 ± 0,61	2,27 ± 0,029	1,247 ± 0,019	-1,4 ± 0,4	77,4 ± 0,8	267,2 ± 9,5	2,29 ± 0,17	5,55 ± 0,15	2,428 ± 0,11
-12	31	74,46 ± 0,65	2,272 ± 0,022	1,241 ± 0,014	-0,8 ± 0,4	78,3 ± 0,8	264,5 ± 10,5	2,32 ± 0,16	5,47 ± 0,16	2,357 ± 0,109
-9	31	73,11 ± 0,59	2,18 ± 0,045	1,252 ± 0,021	0,3 ± 0,5	71,3 ± 1,4	263,4 ± 9,27	1,99 ± 0,18	5,5 ± 0,14	2,765 ± 0,136
-9	31	74,36 ± 0,62	2,206 ± 0,04	1,247 ± 0,017	0,4 ± 0,5	71,6 ± 0,9	261 ± 8,79	2,05 ± 0,17	5,42 ± 0,14	2,645 ± 0,131
-6	31	72,15 ± 0,66	2,098 ± 0,043	1,253 ± 0,024	2,2 ± 0,4	64,9 ± 1,4	263,1 ± 8,26	1,72 ± 0,17	5,49 ± 0,16	3,2 ± 0,147
-6	31	73,06 ± 0,66	2,098 ± 0,044	1,241 ± 0,025	2,3 ± 0,4	64,8 ± 1,9	259,4 ± 7,88	1,72 ± 0,17	5,37 ± 0,15	3,124 ± 0,155
-15	34	79,07 ± 0,43	2,441 ± 0,036	1,285 ± 0,009	-2,5 ± 0,2	89,6 ± 0,6	270,9 ± 8,88	2,87 ± 0,14	5,8 ± 0,17	2,02 ± 0,097
-15	34	79,07 ± 0,41	2,434 ± 0,045	1,276 ± 0,008	-2,6 ± 0,4	89,7 ± 1,1	271,8 ± 10,34	2,92 ± 0,12	5,78 ± 0,17	1,976 ± 0,09
-12	34	77,44 ± 0,68	2,353 ± 0,021	1,309 ± 0,018	-0,6 ± 0,4	81 ± 1,9	263,7 ± 8,21	2,46 ± 0,17	5,75 ± 0,15	2,34 ± 0,114
-12	34	78,24 ± 0,55	2,396 ± 0,021	1,293 ± 0,015	-1 ± 0,3	82 ± 0,7	267,3 ± 9,65	2,57 ± 0,15	5,76 ± 0,17	2,243 ± 0,107
-9	34	76,91 ± 0,7	2,301 ± 0,039	1,319 ± 0,019	0,9 ± 0,5	76,1 ± 1,2	261,5 ± 9,78	2,24 ± 0,18	5,75 ± 0,15	2,57 ± 0,117
-9	34	77,2 ± 0,71	2,303 ± 0,035	1,311 ± 0,016	1 ± 0,5	76,5 ± 1,1	270,3 ± 9,28	2,28 ± 0,19	5,91 ± 0,17	2,596 ± 0,126
-6	34	76,35 ± 0,63	2,236 ± 0,025	1,332 ± 0,022	2,8 ± 0,4	70,1 ± 1	262,3 ± 8,94	1,99 ± 0,19	5,82 ± 0,17	2,933 ± 0,135
-6	34	75,36 ± 0,75	2,189 ± 0,026	1,313 ± 0,026	2,8 ± 0,5	69,5 ± 1,2	268,8 ± 9,33	1,91 ± 0,18	5,88 ± 0,17	3,077 ± 0,143
-12	37	83,3 ± 0,68	2,585 ± 0,022	1,358 ± 0,01	-0,6 ± 0,2	88 ± 2,2	268,8 ± 9,5	2,95 ± 0,17	6,08 ± 0,17	2,06 ± 0,095
-12	37	84,69 ± 0,84	2,662 ± 0,016	1,358 ± 0,014	-0,5 ± 0,5	89,3 ± 1,9	271,6 ± 10,04	3,05 ± 0,16	6,15 ± 0,16	2,018 ± 0,091
-9	37	81,37 ± 0,82	2,426 ± 0,029	1,366 ± 0,016	1,1 ± 0,4	80,7 ± 1,1	266,5 ± 9,52	2,47 ± 0,19	6,07 ± 0,18	2,456 ± 0,112
-9	37	82,41 ± 0,9	2,475 ± 0,032	1,363 ± 0,018	1,3 ± 0,5	81,1 ± 1,8	265,7 ± 9,26	2,5 ± 0,18	6,04 ± 0,18	2,414 ± 0,121
-6	37	79,85 ± 0,77	2,327 ± 0,031	1,382 ± 0,027	3 ± 0,4	73,9 ± 1,1	267,3 ± 8,45	2,08 ± 0,19	6,16 ± 0,18	2,955 ± 0,135
-6	37	80,54 ± 0,8	2,334 ± 0,042	1,377 ± 0,028	3,2 ± 0,5	74,2 ± 2,7	263,8 ± 10,07	2,12 ± 0,19	6,05 ± 0,15	2,853 ± 0,132
-12	40	87,07 ± 0,44	2,663 ± 0,015	1,41 ± 0,009	-0,3 ± 0,3	93,1 ± 0,6	268,4 ± 10,2	3,17 ± 0,11	6,31 ± 0,18	1,988 ± 0,097
-12	40	86,65 ± 0,41	2,654 ± 0,029	1,412 ± 0,007	-0,1 ± 0,3	93,3 ± 2	263 ± 9,99	3,21 ± 0,12	6,19 ± 0,17	1,93 ± 0,094
-9	40	85,79 ± 0,76	2,602 ± 0,018	1,423 ± 0,017	1,6 ± 0,3	85,5 ± 3,1	269,9 ± 10,26	2,75 ± 0,17	6,4 ± 0,18	2,328 ± 0,111
-9	40	85,05 ± 0,83	2,575 ± 0,027	1,435 ± 0,021	1,7 ± 0,5	84,8 ± 3,2	261,4 ± 9,93	2,74 ± 0,19	6,25 ± 0,19	2,282 ± 0,107
-6	40	85,16 ± 0,88	2,543 ± 0,029	1,485 ± 0,025	3,4 ± 0,4	80,9 ± 2,3	268,6 ± 10,21	2,46 ± 0,2	6,65 ± 0,18	2,698 ± 0,132
-6	40	84,2 ± 0,81	2,48 ± 0,03	1,464 ± 0,03	3,4 ± 0,5	79,1 ± 2,9	263,8 ± 10,02	2,4 ± 0,17	6,44 ± 0,17	2,686 ± 0,133

8.6 APÊNDICE VI

Apêndice VI resultados obtidos na análise de impacto ambiental para os 4 cenários considerados

Localização	Sistema	TEWI _{Direto} Tons CO _{2eq}	TEWI _{Indirect} Tons CO _{2eq}	TEWI _{Total} Tons CO _{2eq}	Impacto relativo direto (%)	Impacto relativo indireto (%)	$\frac{TEWI_{CRT} - TEWI_{CRTE}}{TEWI_{CRTE}} \cdot 100$
Brazil	CRT	0,010	5,589	5,599	0,19	99,82	-
	CRTE	0,010	4,311	4,322	0,24	99,75	29,55
Arabia Saudita	CRT	0,010	24,769	24,779	0,04	99,96	-
	CRTE	0,010	19,106	19,117	0,05	99,94	29,62
França	CRT	0,001	3,557	3,558	0,04	99,97	-
	CRTE	0,001	2,743	2,745	0,05	99,93	29,62
Estados Unidos	CRT	0,001	11,313	11,315	0,01	99,98	-
	CRTE	0,001	8,727	8,728	0,01	99,99	29,64