

DAVID FERNANDO MARCUCCI PICO

**DESENVOLVIMENTO DE REFRIGERADORES DE
LÍQUIDO AMBIENTALMENTE SUSTENTÁVEIS PARA
A INDÚSTRIA DE BEBIDAS**



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

2023

DAVID FERNANDO MARCUCCI PICO

**DESENVOLVIMENTO DE REFRIGERADORES DE LÍQUIDO
AMBIENTALMENTE SUSTENTÁVEIS PARA INDÚSTRIA DE
BEBIDAS**

Tese 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: Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor

Orientador: Enio Pedone Bandarra Filho

UBERLÂNDIA – MG

2023

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

P598 2023	<p>Pico, David Fernando Marcucci, 1992- Desenvolvimento de refrigeradores de líquido ambientalmente sustentáveis para a indústria de bebidas [recurso eletrônico] / David Fernando Marcucci Pico. - 2023.</p> <p>Orientador: Enio Pedone Bandarra Filho. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, Pós-graduação em Engenharia Mecânica. Modo de acesso: Internet. Disponível em: http://doi.org/10.14393/ufu.te.2023.117 Inclui bibliografia. Inclui ilustrações.</p> <p>1. Engenharia mecânica. I. Bandarra Filho, Enio Pedone ,1970-, (Orient.). II. Universidade Federal de Uberlândia. Pós-graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU: 621</p>
--------------	--

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 Neves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-MG, CEP 38400-902
 Telefone: (34) 3230-4282 - 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 Acadêmico, nº 354, PPGEM				
Data:	28/02/2023	Hora de início:	15:00	Hora de encerramento:	17:30
Matrícula do Discente:	11813EMC015				
Nome do Discente:	David Fernando Marcucci Pico				
Título do Trabalho:	Desenvolvimento de refrigeradores de líquido ambientalmente sustentáveis para a indústria de bebidas				
Área de concentração:	Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos				
Linha de pesquisa:	Dinâmica dos Fluidos e Transferência de Calor				
Projeto de Pesquisa de vinculação:					

Reuniu-se por meio de videoconferência a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: Solidônio Rodrigues de Carvalho - FEMEC/UFU; Washington Martins da Silva Júnior - FEMEC/UFU; José Alberto dos Reis Parise - PUC-Rio; Paulo Smith Schneider - UFRGS; e Enio Pedone Bandarra Filho - FEMEC/UFU, orientador do candidato.

Iniciando os trabalhos, o presidente da mesa, Dr. Enio Pedone Bandarra Filho, 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(a) presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos(as) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

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 Enio Pedone Bandarra Filho, Professor(a) do Magistério Superior, em 28/02/2023, às 17:52, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 69, § 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 28/02/2023, às 17:52, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 69, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por Washington Martins da Silva Junior, Professor(a) do Magistério Superior, em 28/02/2023, às 17:53, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 69, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por José Alberto Reis Parise, Usuário Externo, em 28/02/2023, às 20:54, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 69, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por Paulo Smith Schneider, Usuário Externo, em 28/02/2023, às 22:18, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 69, § 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 4290099 e o código CRC 051CBAFF.

A Deus, aos meus pais, Luz Marina e José Rafael, ao meu irmão Rafael e à toda minha família.

AGRADECIMENTOS

A mis padres, José Rafael Marcucci Daza y Luz Marina Pico Ordoñez y a mi hermano Rafael que desde siempre me apoyaron de forma incondicional.

Ao Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho, pelo acolhimento, confiança e todas as oportunidades fornecidas ao longo dessa caminhada, as quais me abriram inúmeras portas na minha carreira.

À toda a equipe do LESTnano pelo apoio, ajuda e pelos momentos de descontração. Principalmente, aos meus colegas colombianos, pela amizade e suporte incondicional dentro e fora da Universidade.

Ao meu amigo Pedro Silva pela ajuda incondicional ao longo do desenvolvimento desse trabalho.

Ao Ministério do Meio Ambiente do Brasil que, em conjunto com a equipe da UNIDO, deram início e incentivaram o desenvolvimento desse projeto e, dessa forma, me permitiram contribuir com o Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs – PHB, o qual visa atender os requerimentos impostos pelo Protocolo de Montreal no país. No âmbito desse projeto, também gostaria de agradecer à GIZ por me proporcionar o espaço de aprendizagem sobre a aplicação, manuseio e orientações de fluidos refrigerantes naturais através do *Cool Training*.

Às empresas envolvidas pelo apoio financeiro e pela confiança dedicada à equipe do laboratório no desenvolvimento desse projeto de pesquisa.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, CNPq, pelo apoio financeiro fornecido por meio da bolsa de estudos. Da mesma forma, às entidades de fomento e pesquisa, a CAPES e a FAPEMG.

À Universidade Federal de Uberlândia e, especialmente, ao programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

MARCUCCI PICO, D. F. **Desenvolvimento de resfriadores de líquido ambientalmente sustentáveis para a indústria de bebidas**. 2023. 142 f. Tese de doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Resumo

Este trabalho apresenta uma análise experimental sobre a eliminação do fluido refrigerante R22 e da redução das emissões de CO₂ equivalente em refrigeradores de bebidas de expansão direta. Esses refrigeradores são amplamente utilizados em bares, restaurantes, shoppings etc. para extrair do barril e refrigerar a bebida simultaneamente. Esses sistemas de refrigeração utilizam evaporadores do tipo inundados e, conseqüentemente, precisam de grandes quantidades de fluido refrigerante para operar. A carga de fluido varia desde 950 g para a uma aplicação doméstica até ~7000 g para uma aplicação comercial. Os fluidos refrigerantes mais utilizados para essa aplicação são o R22 e, na tentativa de substituí-lo, o uso do R134a tem-se incrementado significativamente com o passar dos anos. Ambos os fluidos refrigerantes estão listados como substâncias reguladas pelo Protocolo de Montreal devido ao seu elevado potencial de aquecimento global (GWP), característica nociva ao meio ambiente relacionada ao efeito estufa. Para reduzir as emissões desse tipo de refrigerador, inicialmente, foi proposta uma redução significativa da carga de fluido com o intuito de reduzir as emissões direta e, na seqüência, foi proposta a utilização do R290 (HC) como substituto do R22 para essa aplicação. Um aparato experimental completamente instrumentado e automatizado foi construído para simular as extrações de bebida e a operação sob diferentes condições externas. Os resultados mostraram que as emissões diretas podem ser reduzidas em até 40% e o desempenho pode ser significativamente melhorado por intermédio de uma otimização de carga e tubo capilar em equipamentos existentes (expansão inundada), refletido na leve redução das emissões indiretas. Para viabilizar a utilização do R290, foram mitigados todos os pontos potenciais para redução de carga no sistema e desenvolvido um evaporador de expansão seca para essa aplicação. Esse *retrofit* realizado, trouxe como melhorias uma redução de carga de 4500 g de R22 para 150 g de R290 e um menor consumo de energia do equipamento. Essas melhorias permitiram reduzir em até 99% as emissões diretas e em até 3% as emissões indiretas de CO₂ equivalente.

Palavras-chave: Refrigerantes de baixo GWP, TEWI, R290, R22, R134a, Refrigeradores de bebidas, Retrofit.

MARCUCCI PICO, D. F. **Development of environmentally sustainable chillers for the beverage industry**. 2023. 142 p. Thesis, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Abstract

This work presents an experimental analysis of the elimination of the refrigerant R22 and the reduction of CO₂ equivalent emissions in direct expansion beverage coolers. These chillers are widely used in bars, restaurants, shopping malls, etc. to extract from the keg and chill the beverage simultaneously. These refrigeration systems use flooded-type evaporators and consequently need a high refrigerant charge to operate. The refrigerant charge can range from 950 g for a domestic application and ~7000 g for a commercial application. It is noteworthy that the most used refrigerants for this application are R22 and, to replace it, the use of R134a has increased significantly over the years. Both refrigerants are listed as substances regulated by the Montreal Protocol due to their high global warming potential (GWP), a harmful characteristic to the environment related to the greenhouse effect. To reduce the emissions of this type of refrigerant, initially, a significant reduction in the fluid charge was proposed to reduce direct contribution, furthermore, the use of R290 (HC) was proposed as a replacement for R22 for this application. A fully instrumented and automated experimental apparatus was built to simulate the beverage extractions and operation under different external conditions. The results showed that direct emissions can be reduced by up to 40% and performance can be significantly improved by refrigerant charge and capillary tube optimization on existing equipment (flooded expansion), reflected in the slight reduction of indirect emissions. To make feasible use of R290, all potential points for charge reduction in the system were mitigated and a dry expansion evaporator was developed for this application. This retrofit brought improvements such as a refrigerant charge reduction from 4500 g of R22 to 150 g of R290 and lower energy consumption of the equipment. These improvements allowed the direct emissions to be reduced by up to 99% and indirect emissions of CO₂ equivalent by up to 3%.

Key Words: Low-GWP refrigerants, TEWI, R290, R22, R134a, Draft beer cooler, Retrofit.

LISTA DE FIGURA

Figura 2.1 – Tipos de embalagens e mecanismos de extração mais utilizados em máquinas de venda de bebidas (HIGUCHI, 2007).	28
Figura 2.2 – Tipos de refrigeradores de bebidas de acordo com o tipo de produto: (a) expositor (EZAN <i>et al.</i> , 2017); (b) <i>postmix</i> (LANDERS <i>et al.</i> , 2007); e (c) <i>premix</i> (MAĐERIĆ; PAVKOVIĆ; LENIĆ, 2019).	29
Figura 2.3 – Classificação dos tipos de refrigeradores de bebidas encontrados comercialmente.	30
Figura 2.4 – (a) Diagrama esquemático dos componentes básico do ciclo de refrigeração por compressão de vapor; (b) diagrama p-h ilustrando o ciclo de refrigeração ideal.	31
Figura 2.5 – Diagrama pressão entalpia, e propriedades termodinâmicas e termofísicas dos fluidos refrigerantes R22 (preto) e R290 (cinza).	34
Figura 2.6 – Histórico crescente de publicações científicas envolvendo as palavras-chave: R22, R290 e Refrigerante. Fonte: (www.sciencedirect.com).	36
Figura 2.7 – Consumo de energia de um refrigerador doméstico em função da carga e da abertura da válvula reguladora de vazão encontradas por: (a) BJÖRK e PALM (2006a) e (b) BOENG (2012).	39
Figura 2.8 – Fluxograma proposto para a obtenção do par ideal, tubo capilar e carga de um refrigerador doméstico (BOENG, 2012).	41
Figura 2.9 – Mapa de aplicação com restrições (região sombreada) de um <i>freezer</i> ao se variar a carga de fluido e o diâmetro do tubo capilar (PISANO <i>et al.</i> , 2015).	42
Figura 2.10 – Procedimento de medição da massa de fluido em um condensador. (a) Confinamento do refrigerante no condensador. (b) Evacuação do refrigerante para o recipiente. (c) Fechamento do recipiente e pesagem do fluido. (d) Retorno do refrigerante ao condensador (POGGI <i>et al.</i> , 2008).	44
Figura 2.11 – Distribuição de carga de fluido refrigerante de um refrigerador doméstico operando em regime transiente (BJÖRK; PALM, 2006b).	46
Figura 2.12 – Distribuição de carga de fluido refrigerante de um refrigerador doméstico operando em regime permanente (BJÖRK; PALM, 2006c).	46
Figura 2.13 –(a) Distribuição de carga de fluido refrigerante em uma unidade de ar condicionado de pequeno porte em regime permanente (IIR, 2014). (b) Distribuição de carga transitória de uma bomba de calor água-ar do tipo <i>split</i> (HAN; YAN; YU, 2019).	49
Figura 2.14 – Efeito da alteração do lubrificante do sistema na distribuição de carga de fluido em uma bomba de calor (CHEN; WU; DUAN, 2019).	50

Figura 2.15 – Distribuição do fluido refrigerante em um sistema de refrigeração de baixa carga (HRNJAK; HOEHNE, 2004).....	51
Figura 2.16 – Aparelho experimental utilizado para análise do desempenho de refrigeradores de bebidas por banco de gelo (AFONSO, C.; GABRIEL, 2014).	58
Figura 2.17 – (a) Exemplo ilustrativo do tempo de abaixamento inicial e (b) dos ciclos de consumo de energia de um teste de refrigerador de bebidas (VISEK; ELBEL, 2016).	60
Figura 2.18 – Diagrama esquemático da bancada experimental utilizada por TORRAS <i>et al.</i> (2021) para avaliar o comportamento de um refrigerador de bebida de banco de gelo.	61
Figura 2.19 – Diagrama comparativo do consumo de energia em regime cíclico e de abaixamento de temperatura inicial para um refrigerador de bebidas do tipo expositor operando com R134a, R744 (transcrítico) e R290 (ELBEL; VISEK; HRNJAK, 2016).....	65
Figura 2.20 – (a) Teste de <i>pull-down</i> realizado em um refrigerador de bebidas (subquadro consumo de energia durante esse período) e (b) consumo de energia em modo <i>stand-by</i> para diferentes fluidos alternativos ao R134a (SÁNCHEZ <i>et al.</i> , 2022).	66
Figura 2.21 – Diagrama esquemático dos componentes do refrigerador de bebidas.	68
Figura 3.1 Diagrama esquemático da bancada experimental.	72
Figura 3.2 Gráfico da temperatura de fusão em função da concentração mássica e volumétrica de álcool. Fonte: (KLEIN; NELLIS, 2014).	75
Figura 3.3 – Sequência de abertura das válvulas solenoide para simular a extração da bebida.	79
Figura 3.4 – Efeito do nível de vácuo no tempo de <i>pull-down</i> equipamento.	83
Figura 4.1 – Temperatura de evaporação em função da carga e fluido refrigerante.....	88
Figura 4.2 – Superaquecimento em função da carga e fluido refrigerante.....	88
Figura 4.3 – Temperatura de condensação em função da carga e fluido refrigerante.	90
Figura 4.4 – Subresfriamento em função da carga de fluido refrigerante e da temperatura de entrada da bebida.....	91
Figura 4.5 – Capacidade de refrigeração e potência ativa em função da carga de fluido refrigerante.	92
Figura 4.6 – Coeficiente de desempenho em função da carga de fluido refrigerante e da temperatura de entrada da bebida.....	94
Figura 4.7 – Gráfico comparativo das Emissões de CO ₂ estimadas em função da carga de fluido refrigerante.....	97
Figura 4.8 – <i>TEWI</i> em função da carga de fluido refrigerante para os diferentes cenários analisados.	98
Figura 4.9- Evolução temporal da <i>TEV</i> e do <i>SH</i> para as temperaturas ambiente de 12, 24 e 32 °C durante o período de <i>Pulldown</i>	100

Figura 4.10- Evolução temporal da <i>TCD</i> e do <i>SC</i> para as temperaturas ambiente de 12, 24 e 32 °C durante o período de <i>Pulldown</i>	103
Figura 4.11 – <i>TEV</i> e <i>SH</i> em regime transiente para as condições de teste avaliadas.....	106
Figura 4.12 – <i>TCD</i> e <i>SC</i> em regime transiente para as condições de teste avaliadas.....	108
Figura 4.13 – Temperatura de saída da bebida.....	109
Figura 4.14 – Potência aparente instantanea medida para as condições de teste avaliadas.	111
Figura 4.15 – Gráfico comparativo das Emissões de CO ₂ estimadas em função da carga relativa de fluido refrigerante.	114
Figura 4.16 – Emissões totais de CO ₂ equivalentes em função da carga de fluido refrigerante e do país.	115
Figura 4.17 – Desenho esquemático ilustrando o escoamento das serpentinas de fluido refrigerante e da bebida.	117
Figura 4.18 – Temperatura de evaporação em função do tempo.	120
Figura 4.19 - <i>TCD</i> e <i>SC</i> em função do tempo para a condição de 24 °C.....	121
Figura 4.20 – Potência aparente de ambos os refrigeradores em função do tempo.	122
Figura 4.21 – (a) Gráfico de barras comparativo entre o <i>pulldown</i> dos dois equipamento; (b) Relação entre o <i>pulldown</i> e o <i>set-point</i> do PCR.	123
Figura 4.22 – <i>TEV</i> e <i>SH</i> durante o processo de extração de bebida.....	123
Figura 4.23 – <i>TCD</i> e <i>SC</i> durante o período de extração de bebida.	124
Figura 4.24 – Temperatura de saída bebida de um dos testes realizados para ambos	125
Figura 4.25 – Temperatura de saída (a) do primeiro copo de (b) média dos copos.....	126
Figura 4.26 – (a) Temperatura do primeiro copo e (b) Temperatura média de saída da bebida em função do <i>set-point</i>	126
Figura 4.27 – Potência aparente instantanea medida durante a extração de bebidas.....	127
Figura 4.28 – Gráfico comparativo entre os dois equipamento da (a) Taxa de funcionamento e (b) do consumo de energia.....	127
Figura 4.29 – (a) Consumo de energia e (b) τ em função do <i>set-point</i> do PCR.	128
Figura 4.30 – Gráfico comparativo das Emissões de CO ₂ estimadas entre o EB-1 e o PCR.	130

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Principais propriedades físicas dos fluidos estudados.	35
Tabela 2.2 – Padrão de consumo de cerveja de bares e restaurantes de Portugal durante o verão (AFONSO, C.; GABRIEL, 2014).	59
Tabela 3.1 – Módulos de medição acoplados ao sistema de aquisição.	73
Tabela 3.2 – Condições de teste para refrigeradores de bebida (ASHRAE, 2018a).	75
Tabela 3.3 – Incertezas de medição.	85
Tabela 4.1 – Parâmetros e intervalos de confiança encontrados para a Eq. 4.1 aplicada à capacidade de refrigeração.	93
Tabela 4.2 – Parâmetros e intervalos de confiança encontrados para a Eq. 4.2 aplicada ao COP.	93
Tabela 4.3 – Parâmetros de operação do equipamento operando com as cargas de fluido original (<i>mBase</i>), ótima para maximizar <i>QEV</i> e ótima para maximizar o <i>COP</i>	95
Tabela 4.4 – Parâmetros utilizados para o cálculo do <i>TEWI</i> (IPCC, 2019).	95
Tabela 4.5 – Geração de CO ₂ durante a geração de energia elétrica (OECD, 2013).	95
Tabela 4.6 – Resultados do equipamento utilizados para o cálculo do <i>TEWI</i>	96
Tabela 4.7 – Condições de teste aplicadas ao refrigerador de bebidas.	99
Tabela 4.8 – Tempo de <i>pulldown</i> para as condições de teste avaliadas.	101
Tabela 4.9 – Vazão equivalente aplicada em cada condição de teste.	104
Tabela 4.10 – Consumo de energia dos equipamentos analisados.	112
Tabela 4.11 – <i>ED</i> e τ , para $T_{amb} = 24$ °C.	112
Tabela 4.12 – Resultados dos equipamentos utilizados para o cálculo do <i>TEWI</i>	113
Tabela 4.13 – Propriedades termofísicas do material intermediário. Fonte: (FRANCO, 2022).	117
Tabela 4.14 – Condições utilizadas para caracterização dos refrigeradores de bebida.	119
Tabela 4.15 – <i>ED</i> e τ , para os equipamentos analisados na condição de $T_{amb} = 24$ °C.	129
Tabela 4.16 – Resultados dos equipamentos utilizados para o cálculo do <i>TEWI</i>	129
Tabela 4.17 – Emissões totais calculadas para ambos os equipamentos.	130

NOMENCLATURA

Arábicos

A	Fração mássica de álcool (%)
C_p	Calor específico a pressão constante ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
D	Diâmetro tubo capilar (mm).
D_r	Taxa de extração de bebidas (Bebida min^{-1})
E	Gravidade específica do mostro (-)
E_D	Consumo de energia diário no regime <i>stand-by</i> (kWh dia^{-1})
E_{ND}	Consumo de energia nominal diário (kWh dia^{-1})
E_{SD}	Consumo de energia teste capacidade padrão (kWh)
E_t	Energia consumida durante o teste (kWh)
H	Estado da válvula solenoide de extração de bebida (V)
i	Instante de tempo.
k	Condutividade térmica ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)
L	Comprimento tubo capilar (m)
L_{rate}	Taxa de vazamento anual (%)
m	Massa (kg)
\dot{m}	Vazão mássica (g s^{-1})
n_b	Número de extrações de bebida (-)
n_c	Número de ciclos de extrações de bebida (-)
p, P	Pressão (bar)
\dot{Q}_{EV}	Capacidade de refrigeração (W)
SC	Subresfriamento (K)
SH	Superaquecimento (K)
t	Tempo (s)
T	Temperatura medida ($^{\circ}\text{C}$), * valor adimensional
t_a	Tempo de abertura válvula solenoide (s)
t_c	Tempo entre ciclos (s)
t_e	Tempo de espera entre copos (s)
T_f	Ponto de congelamento ($^{\circ}\text{C}$)

t_{pd}	Tempo <i>pulldown</i> (s)
t_{SD}	Tempo de duração teste de capacidade padrão (h)
t_T	Tempo de duração do teste (h)
\dot{V}	Vazão volumétrica de teste (l h ⁻¹)
V_c	Volume de bebida extraída por copo (ml)
\dot{V}_{N_2}	Vazão de nitrogênio (L min ⁻¹)
\dot{W}	Potência consumida (W)

Gregos

α	Fator de recuperação de fluido refrigerante (%)
δ	Função indicadora
Δ	Incremento
ρ	Massa específica (g cm ⁻³)
τ	Tempo adimensional (-), taxa de operação (%).
ϕ_m	Fração mássica (m/m%)
ϕ_{vol}	Concentração volumétrica (v/v%)

Siglas

AB	Alquilbenzeno
AE	Água/etanol
ASHRAE	Sociedade Americana de Engenheiros do Setor de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado
AVG	Valor médio
BIB	Bolsa contendo bebida, do inglês <i>Bag in Box</i> .
BP	Bebida padrão
CD	Condensador, condensação
CFC	Clorofluorcarbono
CFM	Unidade de medida de vazão volumétrica
COP	Coeficiente de desempenho
CO	Condensador
CP	Capacidade de pico
DISCH	Descarga
EB	Equipamento base ou de linha
ED	Emissões diretas
EDC	Abertura dispositivo de expansão (%)

EI	Emissões indiretas
EV	Evaporador, Evaporação
FIC	Fluoriodocarbono
GWP	Potencial de aquecimento global
HC	Hidrocarboneto
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
HFE	Hidrofluoréter
HFO	Hidrofluoroolefina
HST	Elevado torque de partida
IIR	Instituto internacional de refrigeração
IPCC	Painel intergovernamental da mudança climática
IUHE	Trocador de calor da unidade interior
LBP	Baixa pressão de operação
LP	Linha de líquido
LV	Linha de vapor
MBP	Pressão média de operação
MMA	Ministério do Meio Ambiente do Brasil
MO	Óleo mineral
PCR	Protótipo de carga reduzida
PHB	Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs
ODP	Potencial de destruição de ozônio
OUHE	Trocador de calor da unidade exterior
PAG	Polialquilenoglicol
PAO	Polialfaolefina
POE	Poliol éster
REF	Refrigerante
SP	<i>Set-point</i>
TEWI	Potencial total equivalente de aquecimento global
UFU	Universidade Federal de Uberlândia

SUMÁRIO

1. CAPÍTULO I.....	20
1.1. Motivação	20
1.2. Objetivos.....	22
1.3. Estrutura da tese	22
2. CAPÍTULO II.....	24
2.1. Refrigeradores de bebidas.....	24
2.1.1. Tipos de refrigeradores de bebidas	24
2.2. Ciclo de refrigeração por compressão de vapor	30
2.2.1. Fluidos refrigerantes em estudo	32
2.3. Carga de fluido em sistemas de refrigeração comercial	36
2.3.1. Determinação do par carga de fluido e tubo capilar.....	37
2.3.2. Distribuição da carga no sistema.....	43
2.3.3. Redução de carga	52
2.4. Análise experimental do desempenho de refrigeradores de bebidas.....	55
2.5. Substituição de fluidos de alto GWP em refrigeradores de bebidas	62
2.6. Refrigerador de bebidas em estudo.....	66
3. CAPÍTULO III.....	71
3.1. Aparelho experimental.....	71
3.1.1. Avaliação do desempenho do sistema de refrigeração	71
3.1.2. Determinação da mistura água/etanol para teste	73
3.2. Tipos e condições de teste	75
3.2.1. Condições de teste	75
3.2.2. Metodologia de teste em regime permanente.....	76
3.2.3. Metodologia de ensaio em regime transiente	77
3.3. Procedimento de carga de fluido refrigerante	82
3.3.1. Sistema de expansão inundada.....	82
3.3.2. Sistema de expansão direta	82

3.4. Avaliação do impacto ambiental	83
3.5. Incertezas de medição.....	84
4. CAPÍTULO IV	86
4.1. Análise do desempenho e redução das emissões.....	86
4.1.1. Metodologia em regime permanente	86
4.1.2. Metodologia em regime transiente	98
4.2. Refrigerador de bebida de carga reduzida.....	115
4.2.1. Desenvolvimento de refrigerador de bebida com carga reduzida	116
4.2.2. Desempenho do PCR.....	119
5. CAPÍTULO V	131
5.1. Conclusões.....	131
5.2. Desdobramentos e trabalhos futuros.....	132
6. REFERENCIAS	134

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

A relevância do desenvolvimento sustentável e a preocupação com o aquecimento global fizeram com que as indústrias especializadas em refrigeração e ar condicionado se preocupassem com o desenvolvimento de tecnologias que permitam a redução do consumo de energia dos equipamentos, bem como a utilização de refrigerantes alternativos menos poluentes, almejando a melhoria da performance do sistema. Um relatório recente, conduzido pela U.S. *Energy Information and Administration*, informou que o consumo de energia global, segundo uma projeção, será 28% maior até 2040 (EIA, 2017). Já que, nesse cenário, tal aumento poderia agravar a escassez de energia e a poluição do ambiente, visto que a energia produzida pelo petróleo e outros líquidos, gás natural e carvão ainda será superior, aproximadamente, em 76%, 44% e 26%, respectivamente, em relação à produzida por energias renováveis. De acordo com uma nota publicada pelo *International Institute of Refrigeration*, em 2015, o setor de refrigeração, incluindo o de condicionamento de ar, consumia cerca de 17% de toda eletricidade usada a nível global (Coulomb et al., 2015). Dessa parcela, 45% advêm do setor residencial, 39,6% do industrial e 15,4% do terciário. Isso demonstra, portanto, a importância de se aumentar a eficiência energética dos sistemas de refrigeração a fim de reduzir o consumo de energia global. Para isso, pode-se diminuir o consumo de potência do compressor e ampliar a troca térmica no evaporador e condensador para se incrementar o Coeficiente de Performance (COP). Na literatura, têm sido propostas diferentes metodologias para reduzir o consumo de energia de refrigeradores, tais como: melhorias no isolamento térmico do sistema, uso de compressores de alta eficiência e otimização conjunta dos componentes do sistema (ex.: tubo capilar, trocadores de calor, etc.) (Chang et al., 2004). Outra metodologia para atingir uma melhor eficiência energética em sistemas de refrigeração, é a utilização de controladores inteligentes, uma vez que

controladores liga/desliga, amplamente utilizados nesta indústria, podem levar a ineficiências no controle do refrigerador e dificuldades para atingir uma temperatura constante (Choi et al., 1998), consequentemente aumentando o consumo de energia.

Por outro lado, o impacto ambiental de sistemas de refrigeração não está associado apenas ao consumo de energia, denominado de impacto indireto, senão também com o tipo e quantidade do fluido refrigerante, substância utilizada para realizar o ciclo termodinâmico dentro do equipamento, denominado de impacto direto (IIR, 2016). Os fluidos refrigerantes, dependendo da sua composição, podem agredir a camada de ozônio e, de forma simultânea, contribuir diretamente com o efeito estufa. Para o IPCC (*Intergovernmental Panel on Climate Change*), essas duas características de uma substância são definidas pelo Potencial de Destruição da Camada de Ozônio, ODP (*Ozone Depletion Potential*), e pelo Potencial de Aquecimento Global, GWP (*Global Warming Potential*), respectivamente.

Um refrigerador de bebidas, é um aparelho de refrigeração comercial cuja finalidade é refrigerar uma bebida proveniente de um barril de forma instantânea. Esses refrigeradores são amplamente utilizados em bares, restaurantes, shoppings etc. para extrair do barril e refrigerar a bebida simultaneamente. Esses sistemas de refrigeração utilizam evaporadores do tipo inundados e, consequentemente, precisam de uma elevada carga de fluido refrigerante para operar. A carga de fluido pode variar desde 950 g para a uma aplicação doméstica até ~7000 g para uma aplicação comercial. Destaca-se que os fluidos refrigerantes mais utilizados para essa aplicação são o R22 e, na tentativa de substituí-lo, o uso do R134a tem-se incrementado significativamente com o passar dos anos. Ambos os fluidos refrigerantes estão listados como substâncias reguladas pelo Protocolo de Montreal devido ao seu elevado potencial de aquecimento global (GWP), característica nociva ao meio ambiente relacionada ao efeito estufa. Os fluidos refrigerantes de baixo GWP, naturais ou sintéticos, possuem desempenho comparável ou superior quando comparado com os fluidos atualmente utilizados. No entanto, os fluidos refrigerantes alternativos ao R22 com maior potencial são os hidrocarbonetos, os quais possuem características altamente inflamáveis, com classificação de segurança A3. Com o intuito de mitigar os riscos associados à operação de sistemas de refrigeração que operam com esse tipo de fluidos de refrigerantes, as normas de segurança internacionais atuais limitam a carga de fluido refrigerante para valores de até 150 g e 500 g (IEC 60335-89). Por consequência, uma conversão direta desse tipo de equipamento, que operam com cargas de fluido desde 950 até 7000 g, para operarem com fluidos inflamáveis torna-se inviável desde o ponto de vista de segurança.

1.2. Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é reduzir as emissões ocasionadas pelo uso, operação e manutenção de refrigeradores de bebidas comerciais ao funcionar com menores cargas de fluido refrigerantes sintéticos, seja o R22 ou o R134a, e ao operar de forma segura com fluidos refrigerantes naturais. Para atingir esse objetivo foram propostos uma série de objetivos específicos, assim destacados:

- Realizar um levantamento bibliográfico sobre a aplicação de fluidos refrigerantes alternativos e naturais, *retrofit* em sistemas de refrigeração comercial, métodos de determinação e redução de carga de fluido refrigerante;
- Desenvolvimento de um aparato experimental completamente instrumentado e automatizado para simular extração de bebidas a as condições externas de operação, temperatura e umidade;
- Aplicar ou adaptar as metodologias de ensaio para avaliar experimentalmente o desempenho dos refrigeradores de bebida de linha;
- Propor metodologias de redução de carga de fluido refrigerante para sistemas de refrigeradores de bebidas atuais;
- Desenvolvimento de um protótipo de carga reduzida (até 150 g) para operar com fluidos refrigerantes inflamáveis;
- Realizar uma avaliação e comparar as emissões de CO₂ equivalente geradas ao longo da vida útil do equipamento para medir e quantificar os impactos das metodologias abordadas.

1.3. Estrutura da tese

O presente trabalho está organizado para apresentar em sequência as etapas empreendidas para atingir o objetivo principal proposto. Nesse sentido, a tese apresenta cinco capítulos, (I) introdução, (II) revisão bibliográfica, (III) metodologia experimental, (IV) análise e discussão de resultados e, finalmente, (V) conclusões e recomendações. Nessas condições, os capítulos foram organizados da seguinte forma:

O CAPÍTULO II, apresenta o levantamento bibliográfico realizado que aborda de forma introdutória os tipos de refrigeradores de bebidas e o ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Posteriormente, são apresentados os fluidos refrigerantes em estudo, o R22 e o R290, assim como, uma perspectiva do processo substituição por fluido menos poluentes. Na sequência, são abordados tópicos relacionados à determinação e distribuição da carga de fluido refrigerante em sistemas de refrigeração comercial. Por último, foi realizada uma revisão

sobre a avaliação do desempenho de refrigeradores de bebidas e alguns estudos apresentando a substituição de fluidos de alto GWP por fluidos alternativos.

O CAPÍTULO III, apresenta de forma detalhada o aparato experimental desenvolvido e as metodologias de teste utilizadas para atingir os objetivos propostos neste trabalho.

No CAPÍTULO IV são apresentados e discutidos os resultados sobre as avaliações de desempenho dos refrigeradores de bebidas e as metodologias aplicadas para redução das emissões em sistemas existentes. Na sequência, são apresentados o desenvolvimento e os resultados do protótipo de carga reduzida, que opera com até 150 g de R290. Esse protótipo apresenta-se como uma solução de longo prazo e elevado potencial para substituir refrigeradores de bebida de elevada carga de fluido refrigerante.

Por último, o CAPÍTULO V apresenta as conclusões mais relevantes encontradas no presente trabalho, desdobramentos e recomendações para trabalhos futuros relacionados.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesse capítulo serão abordados conceitos, temas e trabalhos que servirão de base para a presente tese.

2.1. Refrigeradores de bebidas

Um refrigerador de líquido é um equipamento o qual possui como principal objetivo a refrigeração de um fluido para um determinado processo, seja para conforto térmico, aplicações industriais ou de laboratório, consumo humano etc. Os refrigeradores de líquido de grande porte, quando aplicados ao resfriamento de água, ou seja, até temperaturas acima do ponto de congelamento, são usualmente conhecidos como *chillers*. Esse tipo de equipamento é altamente utilizado principalmente para o conforto térmico e o controle de processos industriais. Nessas aplicações, os equipamentos possuem custos de aquisição e operação bastante elevados, já que operam de forma contínua, permanecendo constantemente ligado ao longo do tempo. Mais especificamente, na indústria de bebidas, existem dois ramos em que a refrigeração é aplicada: no setor de produção, em que são utilizados sistemas de refrigeração de grande porte e no setor de comércio ou varejo, com sistemas de menor porte e baixo custo, entrando na área de refrigeração comercial.

A refrigeração para o resfriamento de bebidas no setor comercial pode ser obtida por diferentes métodos artificiais, dentro dos quais destacam-se: a refrigeração por compressão mecânica de vapor, a refrigeração por absorção, a refrigeração a ar, a refrigeração termoelétrica e refrigeração termomagnética (HERMES, 2006). O sistema de refrigeração para resfriamento de bebidas pode ser obtido utilizando qualquer um destes métodos, no entanto, os mais utilizados são: refrigeração por compressão mecânica de vapor, refrigeração a gelo e refrigeração termoelétrica – sendo as primeiras as mais utilizadas em equipamentos de médio e grande porte, já a última é utilizada em aplicações de pequeno porte, principalmente domésticas.

2.1.1. Tipos de refrigeradores de bebidas

Numa revisão da literatura pode ser identificado que existem diversos tipos de refrigeradores de bebidas e que podem ser classificados em função do tipo de refrigeração

utilizada, do tipo de sistema e do tipo de produto. Essas classificações impactam diretamente em diversos aspectos tais como a aplicação, a faixa de temperaturas de operação, a complexidade do sistema, o custo, a eficiência energética e a capacidade de refrigeração.

Quando classificados em função do tipo de refrigeração, pode ser encontrado que existem diversas metodologias para a redução da temperatura da bebida. O sistema de refrigeração comercial mais antigo e ainda utilizado até hoje para essa aplicação é o uso do gelo. Nesse tipo de sistema, a bebida escoa por meio de uma serpentina com comprimento considerável, convencionalmente disposta de forma helicoidal e que por sua vez, está contido dentro de um reservatório isolado termicamente. Isto permite que o calor seja transferido principalmente para a bebida, com perdas de energia reduzidas para as vizinhanças. O uso do gelo está fundamentado no aproveitamento do calor latente de fusão da água, o qual ocorre à temperatura de 0°C em condições padrão de operação, em outras palavras, funciona como um material de mudança de fase que garante uma elevada disponibilidade energética e elevadas taxas de transferência de calor (MAĐERIĆ; PAVKOVIĆ; LENIĆ, 2019). O uso do gelo para refrigeração de bebidas faz que com que não seja necessária energia elétrica para o funcionamento do sistema. Isto traz como principal vantagem o baixo custo de aquisição e a alta portabilidade ou praticidade do equipamento. No entanto, tem como principais desvantagens limitações a temperatura de saída da bebida, limitada a temperatura entre 0 e 4 °C, e o tempo de funcionamento, o qual depende principalmente da massa de gelo disponível.

Por outro lado, a metodologia comercial mais utilizada é a refrigeração baseada no ciclo termodinâmico por compressão mecânica de vapor. Como será explicado em detalhe, no item 2.2, o sistema é formado, na sua composição mais básica, pelo compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. Esses sistemas possuem diversas aplicações, ampla faixa de temperatura de operação e de capacidades de refrigeração, já que existem no mercado uma larga diversidade de componentes e fabricantes atualmente. A ampla faixa de operação é uma das principais vantagens para os produtores de bebidas, já que permite com que as bebidas possam ser servidas ou armazenadas a diferentes temperaturas por meio da utilização de sistemas básicos e econômicos de controle, tais como: termostatos e pressostatos. Devido à necessidade de se fornecer energia e ao uso de fluidos refrigerantes para o funcionamento desse sistema, necessita de disponibilidade de energia elétrica e de um maior cuidado na operação e manuseio, o que traz como desvantagens um maior impacto ambiental ao se considerarem os danos diretos e indiretos, um maior tamanho e uma reduzida portabilidade do equipamento.

Além da refrigeração por compressão mecânica de vapor, outra metodologia bastante utilizada é a refrigeração termoelétrica. Esse método de refrigeração está fundamentado no

efeito reportado por Peltier em 1834, quem afirmou que, se uma corrente direta é aplicada a um circuito composto por dois materiais diferentes, condutores ou semicondutores, um gradiente de temperatura será gerado na junção dos dois materiais. A energia absorvida ou rejeitada por esse tipo de sistema depende fortemente dos materiais utilizados e, de forma proporcional, da corrente que atravessa o circuito (BANSAL; VINEYARD; ABDELAZIZ, 2012). Na refrigeração não há necessidade de um fluido de trabalho nem de partes móveis para um correto funcionamento, isto leva a que os sistemas baseados nessa metodologia possuam uma vida útil livre de manutenção, um baixo nível de ruído e um tamanho reduzido. No entanto, como principal desvantagem, encontra-se a baixa eficiência de conversão de energia (ÇAĞLAR, 2018). Consequentemente, pode-se destacar que, na indústria de bebidas, a refrigeração termoelétrica é utilizada em sistemas domésticos e comerciais leves (reduzida capacidade frigorífica) e que, por sua vez, estão limitados para bebidas que são servidas a temperaturas próximas ou superiores aos 10 °C, tais como: adegas de vinho, bebedouros de água etc.

Devido aos emergentes avanços tecnológicos, outros métodos de refrigeração não convencionais estão começando serem alvos de pesquisa para futura implementação. SPOOR (2008) desenvolveu e avaliou o desempenho de longo prazo de um refrigerador termoacústico acoplado a um gabinete militar para o resfriamento de bebidas engarrafadas. Os resultados encontrados mostraram que o sistema demonstra ter alta confiabilidade, aplicabilidade e que ainda precisa de mais desenvolvimentos para superar a eficiência do sistema de refrigeração convencional. Foram atingidas capacidades de refrigeração de até 90 W com um consumo de até 133 W, em outras palavras coeficientes de desempenho (COP) inferiores a 1. Recentemente, NAKASHIMA *et al.*, (2021) desenvolveram um protótipo de uma adega de vinhos que opera utilizando refrigeração magnética para avaliar o desempenho. Os resultados da análise apresentaram COPs do sistema da ordem de 0,21 e capacidades de refrigeração de até 27,9 W. Além disso, destacaram que a eficiência do sistema pode ser incrementada ao se minimizar o sistema hidráulico, encontrando menores perdas localizadas e bombas de circulação mais eficientes. GADELKAREEM *et al.* (2019) propuseram e modelaram matematicamente um bebedouro de água quente e fria operado com um ciclo Stirling de refrigeração de ar para analisar a eficiência e o potencial de aplicação. De acordo com os resultados, esse tipo de refrigeração possui um grande potencial para suprir as necessidades dessa aplicação e espera-se uma alta eficiência, baixo custo de funcionamento e uma manutenção similar à dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Conforme pode ser observado, muitos dos métodos não convencionais de refrigeração encontram-se na fase de desenvolvimento e subsequentes pesquisas serão necessárias antes de poderem ser implementadas nas aplicações da vida cotidiana.

De forma similar a qualquer sistema de refrigeração, os refrigeradores de bebidas também podem ser classificados pelo tipo de sistema, como sendo diretos e indiretos. No sistema de refrigeração direto, o mecanismo frigorífico entra em contato com a bebida que está sendo resfriada. Para o caso de refrigeradores que utilizam o ciclo por compressão de vapor, a bebida circula diretamente pelo evaporador fornecendo a carga térmica ao fluido refrigerante a baixa pressão e temperatura para realizar a mudança de fase. Esse tipo de sistema permite elevadas taxas de transferência de calor e conseqüentemente, tempo de funcionamento diminuição de temperatura inicial reduzido. Diferente dos *chillers*, que operam de forma contínua, a maioria de refrigeradores de bebidas comerciais operam de forma cíclica, em outras palavras, operam conforme a demanda, e isto faz com que exista alguma forma de acúmulo de energia e um controle de temperatura. Esse acúmulo de energia em sistemas de expansão direta pode ser realizado refrigerando um volume pré-definido de bebida (ex. bebedouros de água ou refresqueiras etc.) (RADCLIFFE, 1977) ou liquefazendo uma determinada massa de fluido refrigerante em função da capacidade de refrigeração do equipamento. Já no sistema indireto, o mecanismo frigorífico refrigera uma substância, a qual pode ser líquida, sólida ou em mudança de fase, que será encarregada de refrigerar, posteriormente, a bebida. Essa substância é refrigerada dentro de um reservatório térmico o qual precisa de agitadores e sistemas de recirculação para um correto funcionamento (SOFFIENTINL, 1986), o que a acaba impactando diretamente nos custos do sistema. Ainda, para atingir as condições de operação normal os sistemas indiretos possuem um tempo de resfriamento inicial mais elevado em relação aos sistemas diretos, na ordem de horas. Porém, uma vez transcorrido esse período, o sistema possui capacidade para fornecer capacidades de maiores em relação aos sistemas diretos, aplicados geralmente em sistemas de maior porte, tais como bares, restaurantes ou feiras (AFONSO, CLITO F., 2013).

Os refrigeradores de bebidas também podem ser classificados em função do tipo de produto com que irão operar, o qual depende principalmente da embalagem em que a bebida será comercializada, já outras variáveis como a temperatura de consumo impactam apenas na alteração dos parâmetros de controle do equipamento. De acordo com OLAJIRE (2020), as embalagens mais utilizadas na indústria de bebidas são garrafas de vidro ou plásticas, latas alumínio, caixas, sacolas plásticas, barris plásticos ou metálicos etc. As bebidas fornecidas em embalagens individuais, tais como as latas de alumínio, as caixas e as garrafas são refrigerados em sistemas do tipo expositores, pois não há necessidade de um sistema hidráulico de extração do conteúdo da embalagem para consumo. Esse tipo de refrigerador acaba tendo um funcionamento similar ao sistema comerciais, compostos pelo sistema de refrigeração que reduz a temperatura do ar no interior de um gabinete isolado termicamente no qual estão contidos os produtos. Já as embalagens de maior volume como os barris ou

caixas, precisam de um sistema hidráulico para extrair, dosificar, diluir e carbonatar o produto para consumo imediato. HIGUCHI (2007) apresenta os tipos de embalagens e o seu respectivo mecanismo de extração do produto mais utilizados em máquinas de venda (em inglês: *vending machine*) os quais podem ser: tanques de reposição, tanques selados e BIBs (do inglês: *Bag-in-box*), apresentados na Figura 2.1.




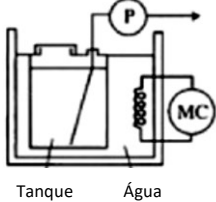
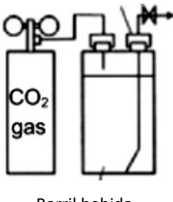
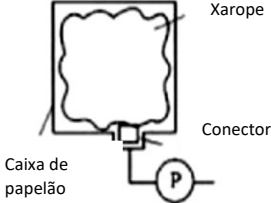
Tanque xarope	Tanque aberto	Tanque selado	BIB (Bebida em bolsa)
Formato			
Máquina	<p>Bomba</p>  <p>Tanque Água</p>	<p>Cilindro pressurizado</p>  <p>CO₂ gas Barril bebida</p>	 <p>Xarope Conector Caixa de papelão</p>

Figura 2.1 – Tipos de embalagens e mecanismos de extração mais utilizados em máquinas de venda de bebidas (HIGUCHI, 2007).

Além disso, esses sistemas podem ser de dois tipos *premix* e *postmix*. Nos equipamentos *premix*, a bebida é fornecida pronta para o consumo direto, e a máquina apenas possui a função de extrair e refrigerar. Já para caso do sistema *postmix*, se trata de um sistema mais complexo em que a bebida é fornecida de forma concentrada (xarope), o que faz com que, o sistema além de extrair, precise dosificar refrigerar, diluir e, caso seja se necessário, carbonatar. Já para MAĐERIĆ; PAVKOVIĆ; LENIĆ (2019) o sistema hidráulico desse equipamentos depende principalmente se a bebida fornecida é carbonatada ou não carbonatada. Para o caso de bebidas carbonatadas, o escoamento é induzido por pressurização das embalagens por um gás (CO₂, N₂, ar etc.), enquanto para as bebidas não carbonatadas o escoamento é garantido convencionalmente por bombas. A Figura 2.2 apresenta de forma esquemática os três tipos de refrigeradores de acordo com o tipo de produto que eles oferecem.

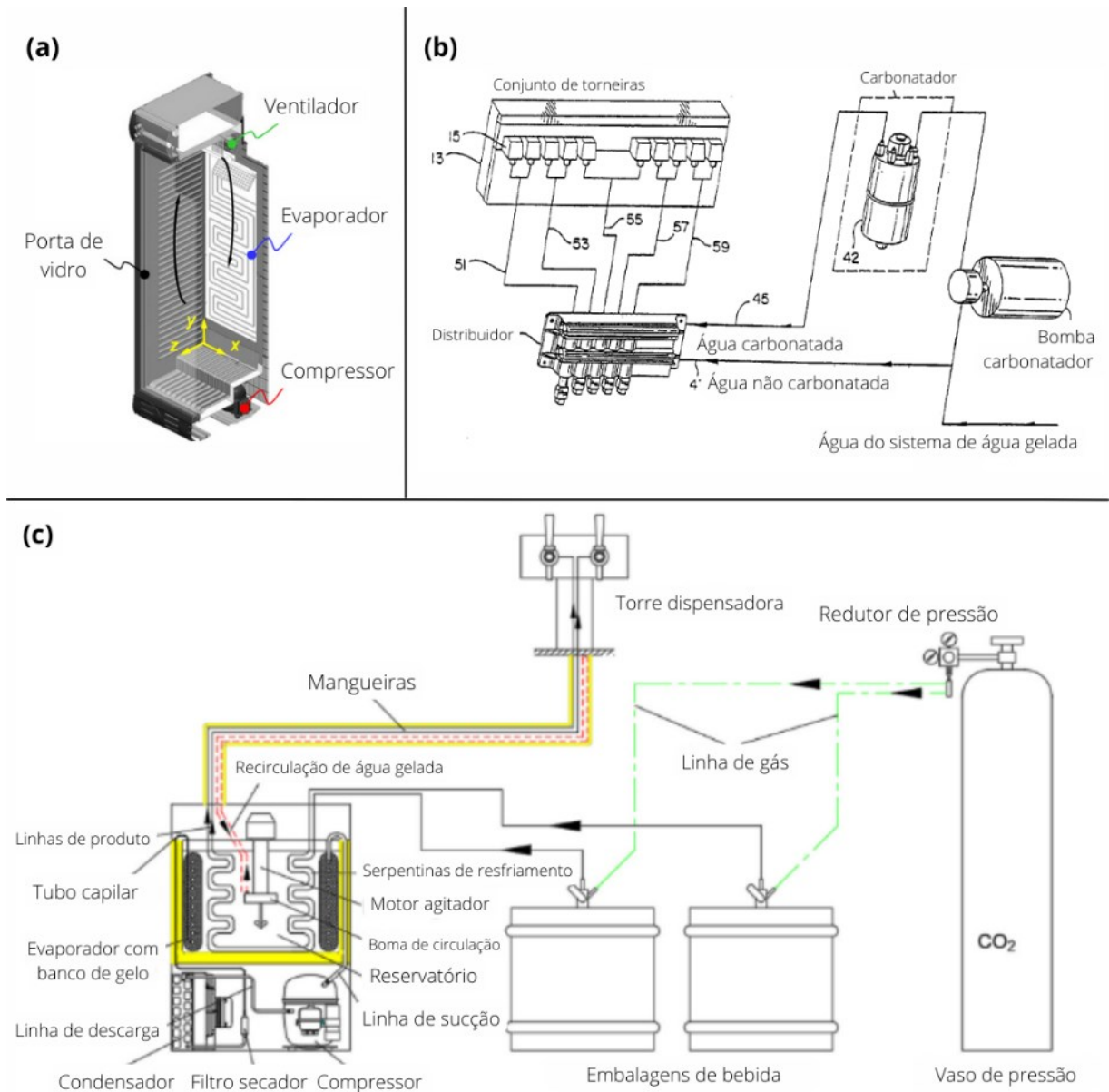


Figura 2.2 – Tipos de refrigeradores de bebidas de acordo com o tipo de produto: (a) expositor (EZAN *et al.*, 2017); (b) *postmix* (LANDERS *et al.*, 2007); e (c) *premix* (MAĐERIC; PAVKOVIĆ; LENIĆ, 2019).

Com o intuito de resumir os tipos de refrigeradores de bebidas disponíveis para aplicações comerciais, na Figura 2.3 foi desenhado um diagrama contendo todas as classificações acima apresentadas.

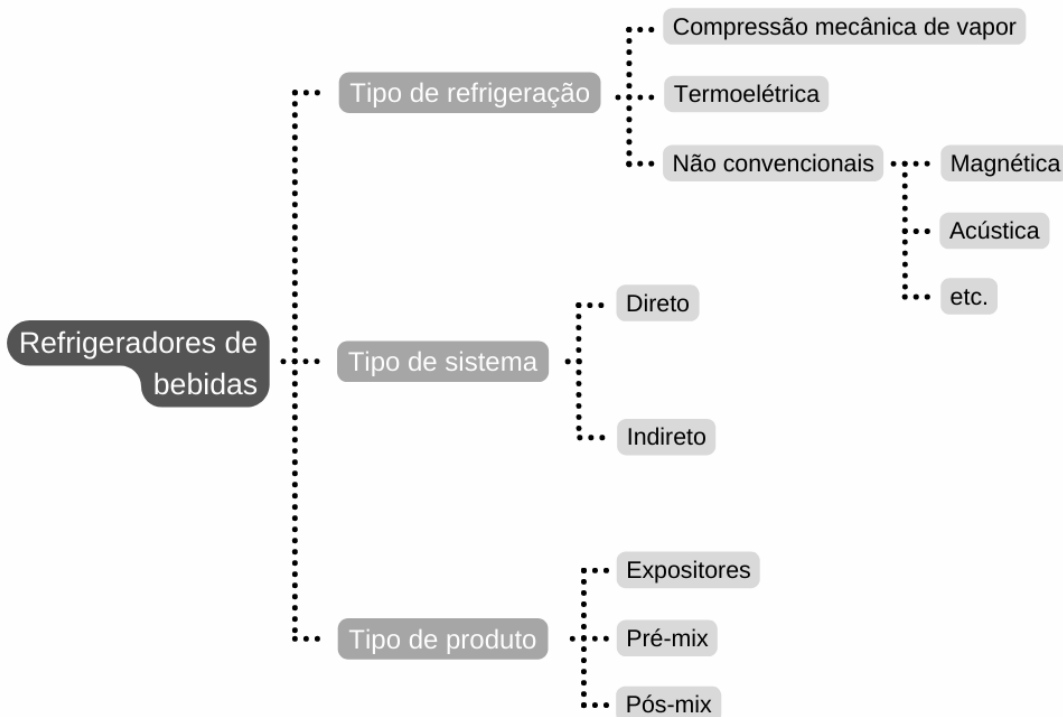


Figura 2.3 – Classificação dos tipos de refrigeradores de bebidas encontrados comercialmente.

2.2. Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo frigorífico que a maioria de sistemas de ar condicionado e refrigeração seguem é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, que, em sua forma mais básica, é composto por quatro equipamentos fundamentais: o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador. Um fluido de trabalho, denominado fluido refrigerante, é o encarregado de percorrer o ciclo mencionado, transportando a energia retirada do meio a ser resfriado e cedendo-a para o meio exterior. A Figura 2.4 (a) apresenta de forma esquemática os componentes básicos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor e na Figura 2.4 (b) é apresentado o ciclo de refrigeração ideal. O ciclo de refrigeração pode ser explicado a partir dos processos que o fluido refrigerante é submetido para cumprir sua função. Inicialmente, no estado 1, o refrigerante sai do evaporador como vapor superaquecido a baixa pressão e entra no compressor, que fornece a energia necessária ao fluido para aumentar sua pressão por meio de um processo isentrópico e, por consequência, sua temperatura. O fluido proveniente do compressor, estado 2, a elevada pressão e elevada temperatura, entra no condensador (estado 3), onde troca calor a pressão constante com o meio externo até atingir no mínimo o estado de líquido saturado no estado 4. O dispositivo de expansão recebe

o fluido refrigerante no estado líquido e, por meio de uma obstrução do escoamento, é causada uma queda drástica de pressão isentálpica, o que deixa o fluido refrigerante a baixa temperatura e em evaporação parcial, estado 5. O fluido refrigerante que sai do dispositivo de expansão entra no evaporador, onde troca calor a pressão constante com o meio a ser resfriado até evaporar completamente. Para finalizar, o fluido retorna ao compressor reiniciando o ciclo termodinâmico no estado 1.

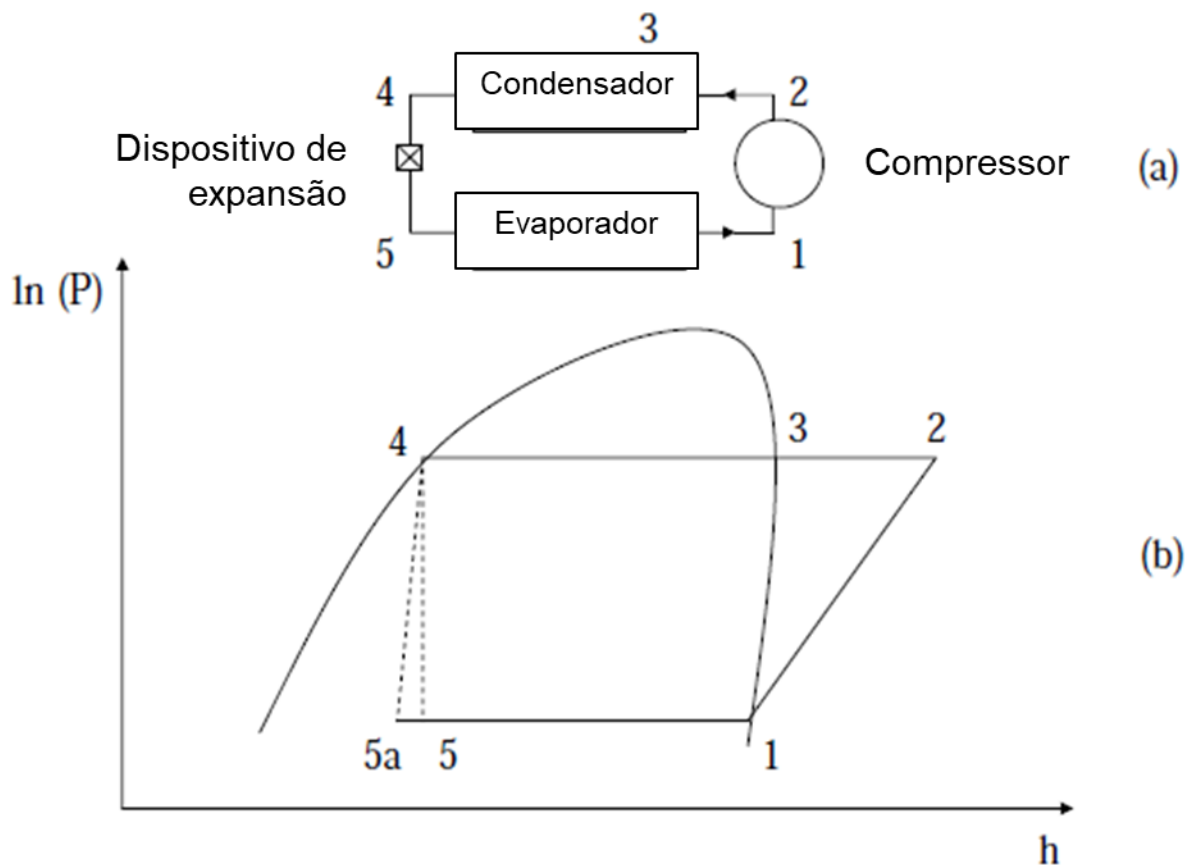


Figura 2.4 – (a) Diagrama esquemático dos componentes básicos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor; (b) diagrama p-h ilustrando o ciclo de refrigeração ideal.

As principais diferenças entre o ciclo ideal e o real de refrigeração por compressão de vapor são encontradas nos processos termodinâmicos apresentados no parágrafo anterior. No ciclo real, a compressão é mais aproximada por meio de um processo politrópico no qual há transferência de calor, perdas por vazamentos internos dentro da câmara de compressão etc. Já nos processos de transferência de calor, condensação e evaporação, a mudança de fase acaba sofrendo perdas de pressão e o processo não é mais a pressão constante. Adicionalmente, são consideradas as perdas de carga dentro das tubulações que conectam os componentes e, para garantir que no dispositivo de expansão entre apenas líquido, é

realizado o sub-resfriamento do líquido saturado no condensador. Por último, para evitar o retorno de líquido e, assim, evitar a compressão úmida, é realizado o superaquecimento do fluido na saída do evaporador (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.2.1. Fluidos refrigerantes em estudo

O Clorodifluorometano (R22) é um fluido refrigerante sintético da família dos HCFC que possui um alto potencial de destruição da camada de ozônio (ODP = 0,07) e de aquecimento global (GWP = 1200 ton_{CO2}) (UNEP, 2016). Devido a essas características com potencial negativo sob o meio ambiente, atualmente o R22 se encontra em processo de eliminação nos países em desenvolvimento, países listados como países do artigo 5 no Protocolo de Montreal. A eliminação completa desse tipo de fluidos, os HCFC, no Brasil está prevista para 2040 (MMA, 2011). O R22 é uma substância pura que possui excelentes propriedades para ser aplicados em sistemas de refrigeração, desde o seu descobrimento ele foi rapidamente adotado e aplicado na área de refrigeração comercial e ar condicionado, por ser atóxico e não inflamável, tornando-se rapidamente em uma alternativa eficiente e segura em sistemas comerciais e residenciais (CALM, 2008b).

Ao passar dos anos, os refrigerantes da família dos HFC têm sido amplamente utilizados para substituir o R22 nas aplicações comerciais e domésticas, tais como o R134a, o R410A, o R404A etc. Embora esses fluidos refrigerantes possuam OPD nulo, esses fluidos possuem potenciais de aquecimento global similar e inclusive maiores em relação ao R22. Consequentemente, outros tratados tem surgido para remediar essa situação, tais como: o Protocolo de Kyoto em 1997, a *F-gas* em 2014 e, mais recentemente, a ratificação da Emenda de Kigali em 2019, vem restringindo a aplicação dos HFC de alto GWP (MOLÉS *et al.*, 2015; SÁNCHEZ *et al.*, 2022). Devido a isso, diferentes empresas fabricantes de equipamentos de refrigeração abordam essas mudanças na alteração e substituição de fluidos em processo de eliminação com o *retrofit* dos seus equipamentos, o qual acabam enfrentando custos de desenvolvimento elevado ocasionados pelo tempo e pela aquisição do conhecimento necessário para implementação. Assim, as empresas acabam optando por fluidos refrigerantes que sejam alternativos de longo prazo, ou seja, ODP nulo e baixíssimo GWP (<150 kg_{CO2}). Dentro dessa classificação estão disponíveis poucos fluidos refrigerantes HFC, a maioria dos fluidos refrigerantes naturais e recentemente, os HFO. De acordo com CICONKOV (2018), apenas os fluidos refrigerantes naturais podem ser considerados como alternativa de longo prazo, já que os HFO podem enfrentar problemas de longo prazo que façam como que esse cenário de substituição seja repetido mais uma vez. Além disso, ELBEL; VISEK; HRNJAK (2016) afirmaram que existe uma tendencia dos fabricantes de refrigeradores de bebida tendem a partir para fluidos naturais e não para os sintéticos,

independentemente dos riscos associados, inflamabilidade, elevadas pressões e toxicidade. No entanto, é necessário que a escolha de refrigerantes naturais não supere os custos de manufatura e assim garantir a competitividade com os fluidos halogenados existente.

Já o propano, R290, é um fluido refrigerante natural da família dos HC que possui ODP nulo e GWP extremadamente baixo, de ~ 3 kg_{CO_2} (UNEP, 2016). Por se tratar de um hidrocarboneto, o R290 é atóxico e possui propriedades altamente inflamáveis, sendo classificado como A2L de acordo com a ASHRAE 34 (ANSI/ASHRAE, 2013). O R290 tem sido utilizado cada vez mais como substituto do R22 em diversos tipos de sistemas de refrigeração, principalmente em sistemas comerciais e de ar condicionado de baixa capacidade de refrigeração (COLBOURNE; SUEN, 2015; GHOUBALI; BYRNE; BAZANTAY, 2017; JÜRGENSEN, [S.d.]; MESSINEO; PANNO, 2012; SOLOMON, 2017; XU *et al.*, 2016). A aplicação do propano está limitada a esse tipo de sistema devido às normativas existente (ABNT, 2008; DIN, 2017) as quais permitem que para uma carga em específica exista uma área mínima na qual possa ser utilizado esse sistema. Para sistemas de carga reduzida, até 150 g de fluido refrigerante inflamável, não há limitação de espaço e podem ser tratados e comercializados como um sistema de refrigeração convencional (COLBOURNE; ESPERSEN, 2012). Recentemente, diversas pesquisas tem permitido a aplicação em sistemas de maior capacidade de refrigeração por meio do desenvolvimento de sistemas com baixa carga específica, ou seja alta capacidade de refrigeração e baixa carga de fluido refrigerante (FUENTES; ELBEL; HRNJAK, 2014; POGGI *et al.*, 2008).

A Figura 2.5 apresenta de forma explorativa o diagrama p-h e as principais propriedades termodinâmicas e termofísicas dos fluidos refrigerantes R22 e R290. Pode ser observado, no diagrama p-h (ver Figura 2.5 (a)), que ambos os fluidos possuem pontos críticos similares, sendo o do R290 levemente inferior. O R290 possui entalpias de vaporização maiores em relação às do R22, o que permite que o compressor opere com vazões mássicas inferiores para uma mesma carga térmica. Além disso, pode ser observada a grande semelhança entre as curvas de saturação de ambos os fluidos (ver Figura 2.5 (b)) a baixa temperatura e sendo a do R290 levemente inferior para altas temperaturas. Isto permite que um sistema operando com R290 para uma mesma temperatura de condensação trabalhe com pressões inferiores em relação ao sistema operando com R22. Na Figura 2.5 (c) e (f) são apresentadas a massa específica de líquido e vapor, respectivamente. Pode-se observar que o R290 possui uma massa específica menor em relação ao R22 para toda a faixa de temperaturas, principalmente na fase líquida que atinge valores até 40% menores. Embora, para uma mesma temperatura de evaporação, o R290 possua maior entalpia de vaporização em relação ao R22, a elevada massa específica na fase vapor do R290 faz com que a capacidade de refrigeração volumétrica seja levemente inferior em relação à do R22, entre 12

e 15% dependendo das condições de operação (PELLETIER; PALM, 1996). Em relação ao calor específico, Figura 2.5 (d) e (g), o propano possui calor específico mais elevado em relação ao R22, o que acaba permitindo que menores temperaturas de descarga do compressor sejam encontradas ao se utilizar o R290 e, ao mesmo tempo, deve ser prestada atenção para evitar condensação na linha de descarga. Além disso, a maior condutividade térmica, Figura 2.5 (h), do R290 permite incrementar a efetividade dos trocadores de calor, assim como, pela reduzida massa específica permite a utilização de trocadores de calor com menor diâmetro hidráulico.

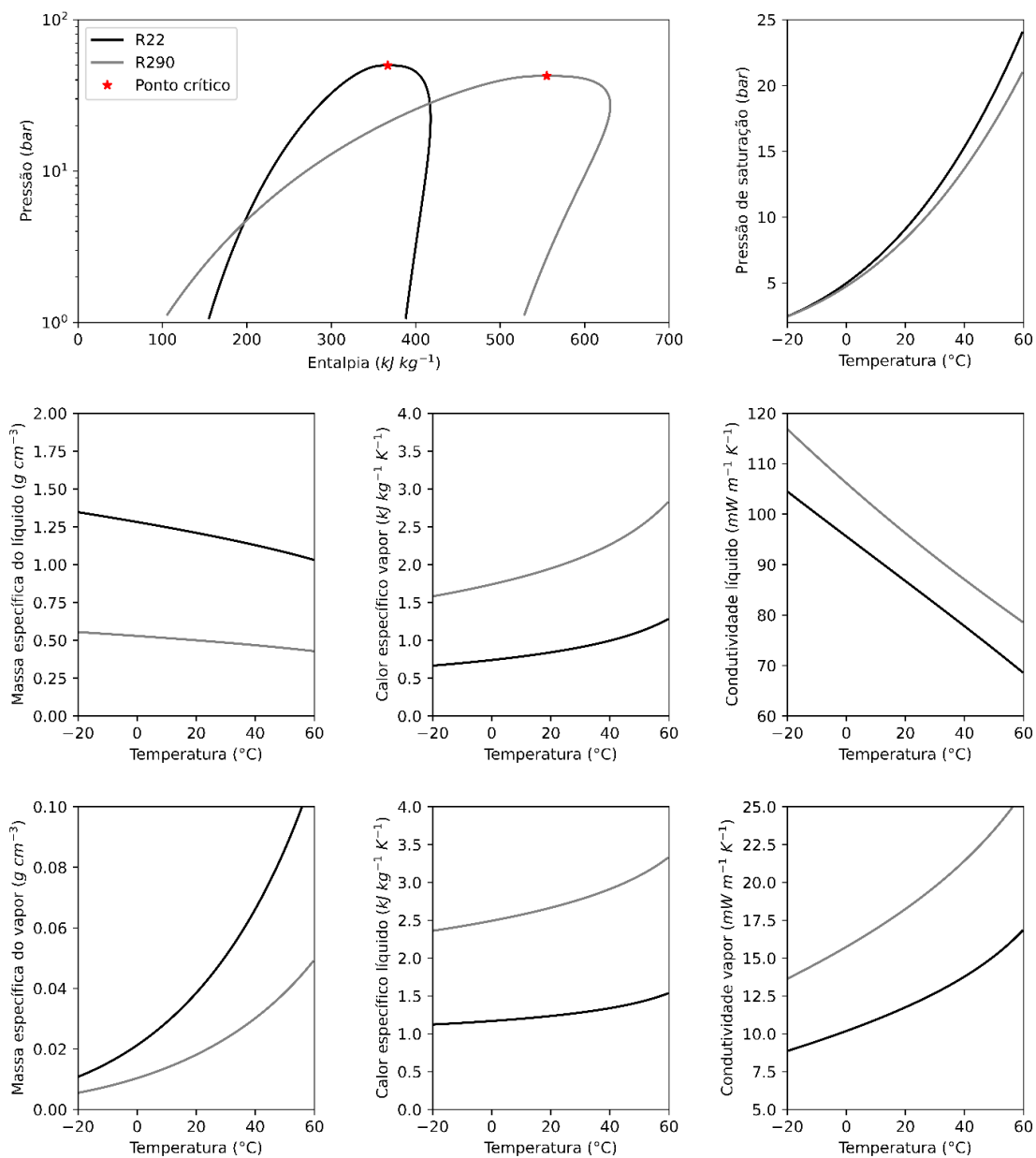


Figura 2.5 – Diagrama pressão entalpia, e propriedades termodinâmicas e termofísicas dos fluidos refrigerantes R22 (preto) e R290 (cinza).

A Tabela 2.1 apresenta as principais diferenças nas propriedades termofísicas de ambos os fluidos, o R22 e o R290. Destaca-se que todas as propriedades termofísicas apresentadas na Figura 2.5 e na Tabela 2.1 foram calculadas utilizando a bases de dados de fluidos refrigerantes CoolProp (BELL, IAN H. *et al.*, 2014).

Tabela 2.1 – Principais propriedades físicas dos fluidos estudados.

Propriedade	R22	R290
GWP (kg _{CO2})	1200	3
ODP	0,07	0
Classificação de segurança (-)	A1	A3
Peso molecular (kg kmol ⁻¹)	0,086	0.044
Ponto normal de ebulição (°C)	-40,81	-42,11
Pressão crítica (bar)	96,15	96,74
Massa específica líquido (kg m ⁻³)	1.298,30	553,27
Entalpia de vaporização (kJ kg ⁻¹)	208,99	381,72
Capacidade de refrigeração volumétrica (kJ m ⁻³)	3.779,82	3.401,23
Calor específico do vapor (J kg ⁻¹ K ⁻¹)	718,44	1.695,4
Calor específico do líquido (J kg ⁻¹ K ⁻¹)	1.156,1	2.456,9
Limite inferior de inflamabilidade (%v)	-	1,7
Limite superior de inflamabilidade (%v)	-	9,5
Temperatura de autoignição (°C)	632 – 635*	470
Velocidade laminar de chama (cm s ⁻¹)		40

*Caso misturado com o óleo lubrificante.

A Figura 2.6 apresenta o número de publicações marcadas com as palavras-chave R22, R290 e *Refrigerant* publicados na base de dados *ScienceDirect*¹. Da Figura 2.6 pode ser observado o crescente número de publicações tanto para o R22 e o R290, o qual possui uma tendência crescente similar e com pelo menos 30% das publicações por ano a menos para o R290 em relação ao R22. Isto reafirma a hipótese de o R290 ser uma das opções mais viáveis na substituição do R22, já que a maioria de trabalhos que envolvem esses dois fluidos refrigerantes está relacionado com o *retrofit* de sistema ou com a análise das propriedades termofísicas desse fluido. Ainda, na Figura 2.6 pode ser observada a forte influência das datas mais importantes do Protocolo de Montreal, data de congelamento e das metas de redução percentuais, para ambos os tipos de países no número de publicações. Especial atenção deve

¹ Pesquisa realizada no dia 02 de fevereiro de 2022.

ser dada à meta do 75% para países do artigo 2, em 2009, que foi um forte incentivo no número de publicações relacionadas com o fluido refrigerante R290. E esse incentivo tem sido mantido com o congelamento do uso dos HCFC e as metas de redução percentual dos países do artigo 2, países em desenvolvimento.

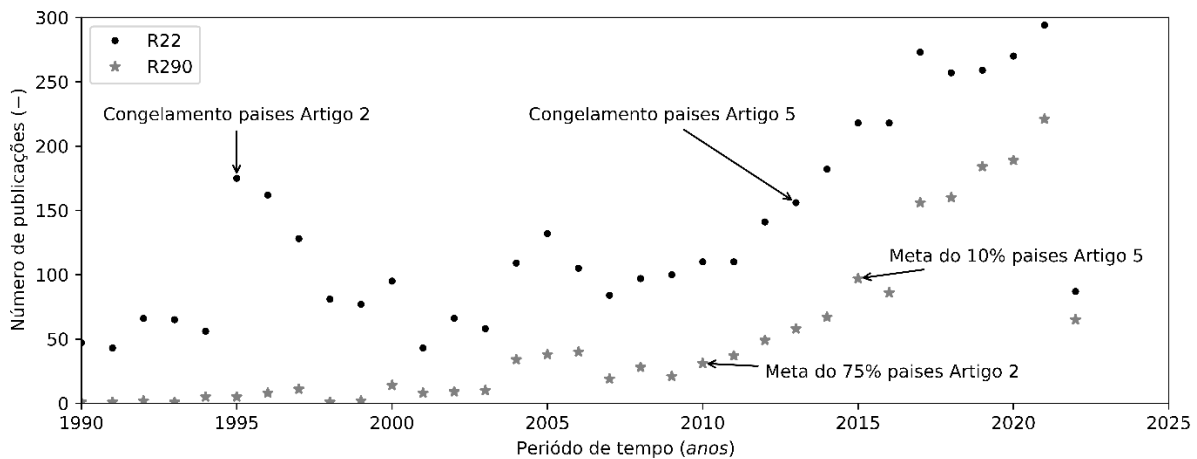


Figura 2.6 – Histórico crescente de publicações científicas envolvendo as palavras-chave: R22, R290 e Refrigerante. Fonte: (www.sciencedirect.com).

2.3. Carga de fluido em sistemas de refrigeração comercial

Com o aumento das regulamentações nacionais e internacionais relacionadas ao impacto ambiental, a carga de fluido refrigerante de um sistema de refrigeração tem se tomado cada vez mais importante na hora de projetar ou aprimorar projeto frigorífico. Uns dois principais motivos são: (1) a redução das emissões diretas, ao se reduzir a quantidade de fluido disponível em um sistema que pode ser vazado à atmosfera; (2) a redução das emissões indiretas, ao se determinar a carga ótima que permita maximizar a eficiência do sistema (APREA, C.; GRECO; MAIORINO, 2012); e (3) aumento da segurança, ao se utilizarem fluidos refrigerantes com propriedades inflamáveis ou tóxicas, já que ao se reduzir a quantidade de fluido, são reduzidos os riscos de operação (MMA, 2015).

Nos sistemas de refrigeração comercial, a carga de fluido refrigerante é determinada a fim de garantir o correto enchimento dos trocadores de calor e, assim, obter uma máxima eficiência. Essa máxima eficiência é obtida ao sistema operar com baixo superaquecimento e sub-resfriamento, no evaporador e no condensador, respectivamente (BJÖRK; PALM, 2006c). Convencionalmente, esse tipo de sistemas é projetado para operar com válvulas de expansão, sejam termostáticas ou eletrônicas, como dispositivos de expansão. Esse tipo de dispositivos deixam o sistema menos suscetível a qualquer variação de carga de fluido ou variações de temperatura ambiente durante a sua operação. No entanto, para o caso da

refrigeração comercial leve e doméstica, é necessário garantir a produção em série, a simplicidade (manutenção, operação etc.) e o baixo custo, o que acaba fazendo com o que o uso do tubo capilar seja a opção mais economicamente viável para essas indústrias, mesmo que tenham que ser enfrentados diversos desafios durante o desenvolvimento do equipamento para determinar as dimensões desse componente.

O tubo capilar, se projetado corretamente, funciona como um dispositivo de expansão autorregulável, sem partes móveis e dimensões fixas, ou seja, comprimento e diâmetro constantes. A regulação da vazão de fluido refrigerante que passa através do tubo capilar é fundamentada no princípio de que uma quantidade de massa de líquido atravessa o dispositivo mais rapidamente do que a mesma quantidade de massa de vapor a uma determinada pressão. Baseado nesse princípio, a vazão do sistema é reduzida quando refrigerante na fase vapor aparece na entrada do tubo capilar, o que fornece mais tempo para o resfriamento do fluido no condensador. Já quando o refrigerante entra na fase líquida ao tubo capilar, a temperatura e pressão de condensação aumentam, ocasionando um aumento da vazão (ASHRAE, 2018b). Assim, a vazão do capilar não é controlada apenas pelo diâmetro e comprimento do tubo, senão também por outras variáveis, principalmente termodinâmicas, relacionadas ao fluido refrigerante, e termodinâmicas que dependem das condições de operação (pressão, temperatura, título etc.), de entrada e saída. Da mesma forma que qualquer outro dispositivo de expansão, o tubo capilar possui a função controlar a vazão de refrigerante fornecida pelo compressor, permitindo assim que o sistema consiga operar de forma eficiente sob uma faixa pré-definida de operação, de carga térmica e de temperatura ambiente.

2.3.1. Determinação do par carga de fluido e tubo capilar

Na literatura é possível encontrar uma série de metodologias para a determinação do tubo capilar e a carga ideal de sistemas de refrigeração, sejam comerciais ou domésticos, ou de condicionamento de ar. Ao longo da história, a prática mais encontrada na indústria para a escolha da carga e das dimensões do tubo capilar é baseada apenas em conhecimento tácito e na tentativa e no erro, na qual o produto é deixado funcional, em outras palavras são respeitados todos os requisitos impostos pelos fabricantes dos componentes do sistema. Recentemente, com a importância da mudança climática, a redução do consumo de energia e o aumento dos custos de operação, o consumidor desse tipo de sistemas não está preocupado apenas com o custo de aquisição inicial, se não que também está cada vez mais interessado em comprar produtos mais eficientes. Isto tem levado ao desenvolvimento de metodologias que, na maioria das vezes, visam otimizar, seja maximizando ou minimizando,

algum parâmetro de desempenho do sistema, tal como: a capacidade frigorífica, o consumo de energia, a taxa de funcionamento² etc. (BJÖRK; PALM, 2006a; BOENG, 2012).

De acordo com a ASHRAE (2018b), a seleção do tubo capilar e da carga ótima é realizada de forma experimental. Nessa prática, a carga é adicionada ou removida do sistema, respectivamente, ao aquecer ou refrigerar uma garrafa conectada à linha de vapor do sistema. A garrafa com a válvula deve estar apoiada em uma balança de forma vertical e conectada ao sistema por meio de uma linha curta e flexível, a qual permite que o fluido restante na linha seja desprezível e não afete o desempenho do sistema. A variação do tubo capilar é realizada apenas ao se alterar o dispositivo como um todo e, para cada tubo capilar, é variada a carga de fluido do sistema. Para determinar se há necessidade de se aumentar a restrição imposta pelo tubo capilar, o projetista deve realizar beliscos no tubo, aumentando a restrição do dispositivo. Assim, o sistema é operado dentro das condições esperadas de funcionamento e são determinados os requerimentos de consumo e de capacidade de refrigeração. Além disso, é comum utilizar um visor de líquido entre a saída do condensador e o dispositivo de expansão com o intuito de visualizar a existência de bolhas na entrada do tubo. Para finalizar, por meio da análise dos dados adquiridos é escolhido o par tubo capilar e carga que se adequa, da melhor forma, ao projeto. Para o caso de refrigeradores domésticos, a ASHRAE indica que a restrição ótima do tubo capilar para um refrigerador doméstico é aquela que fornece a menor taxa de funcionamento². Essa metodologia possui como principal vantagem de que pode ser aplicada a uma grande variedade de sistemas, desde refrigeradores domésticos até sistemas de condicionamento de ar. No entanto, como mencionado, esse procedimento é completamente empírico e faz com que seja necessária uma grande variedade de ensaios para determinar o par ótimo, isto leva a elevados tempos e custos de desenvolvimento do produto.

BJÖRK e PALM (2006a) desenvolveram uma metodologia para avaliar o efeito da variação do dispositivo de expansão e a carga de fluido refrigerante desempenho de um refrigerador doméstico. Para avaliar o efeito desses dois parâmetros no consumo de energia em regime cíclico, os autores mantiveram todas as outras partes do sistema constantes e avaliaram o desempenho a 3 diferentes níveis de temperatura, 18, 25 e 31 °C. O dispositivo de expansão variável foi construído colocando em série uma válvula de agulha operada com um motor de passo e um tubo capilar com troca de calor com a linha de sucção do compressor na configuração tubos concêntricos. Os resultados encontrados pelos autores são apresentados na Figura 2.7 para a temperatura de 25 °C. Os autores afirmaram a existência de uma faixa de aberturas de válvula e carga de fluido para a qual o consumo de energia de

² Fração de tempo em que o sistema permanece ligado em um ciclo liga/desliga.

energia do refrigerador era mínimo. Também foi identificada uma tendência de que a configuração de válvula e carga ótimas pode ser considerada a mesma, principalmente, para as faixas de temperaturas acima de 20 °C, com um leve incremento na carga de fluido para baixas temperatura ambiente. De acordo com os autores, esse leve incremento na carga de fluido foi uma consequência do incremento da miscibilidade do fluido refrigerante no óleo lubrificante do compressor com a redução de temperatura.

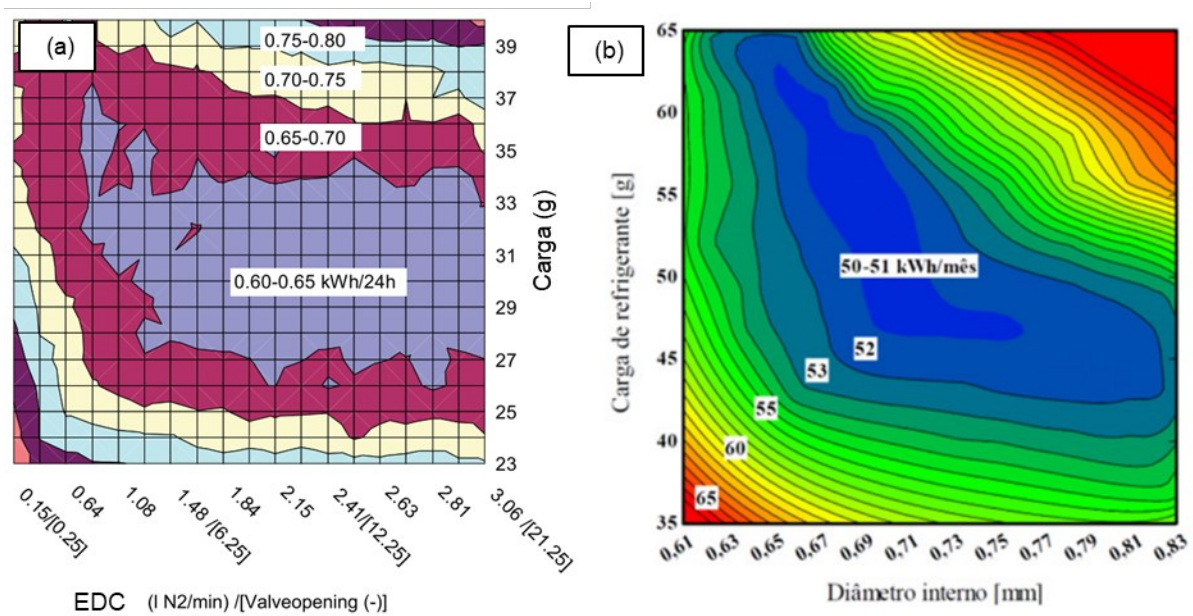


Figura 2.7 – Consumo de energia de um refrigerador doméstico em função da carga e da abertura da válvula reguladora de vazão encontradas por: (a) BJÖRK e PALM (2006a) e (b) BOENG (2012).

Ainda na Figura 2.7, os autores destacam que o plateau existente para maiores aberturas de válvula foi uma consequência do menor tempo de ativação do evaporador e do acumulador localizado na saída do evaporador. Em que o tempo de ativação é definido como o tempo necessário para que o ponto de início do superaquecimento no evaporador atinja a entrada do acumulador de sucção, em outras palavras, o tempo até atingir o correto enchimento do evaporador.

BOENG (2012), na sua tese de doutorado, propôs uma metodologia para a obtenção do par tubo capilar e carga de fluido refrigerante e, assim, determinar o ponto de mínimo consumo de energia de um refrigerador doméstico. Devido às limitações encontradas por BJÖRK e PALM (2006a) em relação às baixas restrições, os autores utilizaram a válvula de agulha com o motor de passos acoplado em série com um tubo de diâmetro 20% maior do que original para simular a restrição do dispositivo. A metodologia experimental consiste em

realizar diversos experimentos variando a carga de fluido e a abertura da válvula. Com o intuito de acelerar o processo experimental, os ensaios foram realizados em regime permanente, desconectado o termostato do refrigerador e impondo a carga térmica necessária para manter a temperatura no interior dos compartimentos. Utilizando essa abordagem, o autor determinou um consumo de energia equivalente ao obtido no regime cíclico, através dos dados de capacidade frigorífica e consumo médio. Esse parâmetro foi escolhido como função objetivo na otimização realizada. Após a realização dos experimentos, é realizado o ajuste dos dados obtidos correlacionando o consumo de energia com o diâmetro interno e a carga de fluido. Para determinar o ponto ótimo, é utilizado algum método de busca, nesse caso foi utilizado pelo autor o Método da Métrica Variável, disponível no EES³. Para finalizar, uma vez encontrado o ponto ótimo é determinado o diâmetro e o comprimento do tubo em função da vazão de nitrogênio medida ou por algoritmo numérico. Para a determinação da geometria do tubo em função da vazão de nitrogênio medida, o autor propôs uma modificação na equação de Kipp e Schmidt (KIPP; SCHMIDT, 1961), ver Eq. 2.1, para abranger as dimensões dos tubos capilares mais utilizados na área de refrigeração doméstica.

$$D = \left(\frac{\dot{V}_{N_2} L^{0,496}}{2,362 \sqrt{p_{ent}^2 - 1}} \right)^{\frac{1}{2,657}} \quad (2.1)$$

Na Eq. 2.1, D , L , \dot{V}_{N_2} e p_{ent} representam, o diâmetro, o comprimento, a vazão de nitrogênio e a pressão de entrada, respectivamente. Destaca-se que essa correlação pode ser utilizada dentro das seguintes condições: diâmetro entre 0,64 e 1,07 mm e comprimentos entre 1 e 3 m do tubo capilar; e pressão de entrada entre 4,5 e 11 bar.

A Figura 2.8 apresenta de forma resumida o fluxograma proposto pelo autor para obtenção do par ideal tubo capilar e carga de fluido que levam ao menor consumo de energia de um refrigerador doméstico.

³ Software comercial de cálculo para engenharia (*Engineering Equation Solver*).

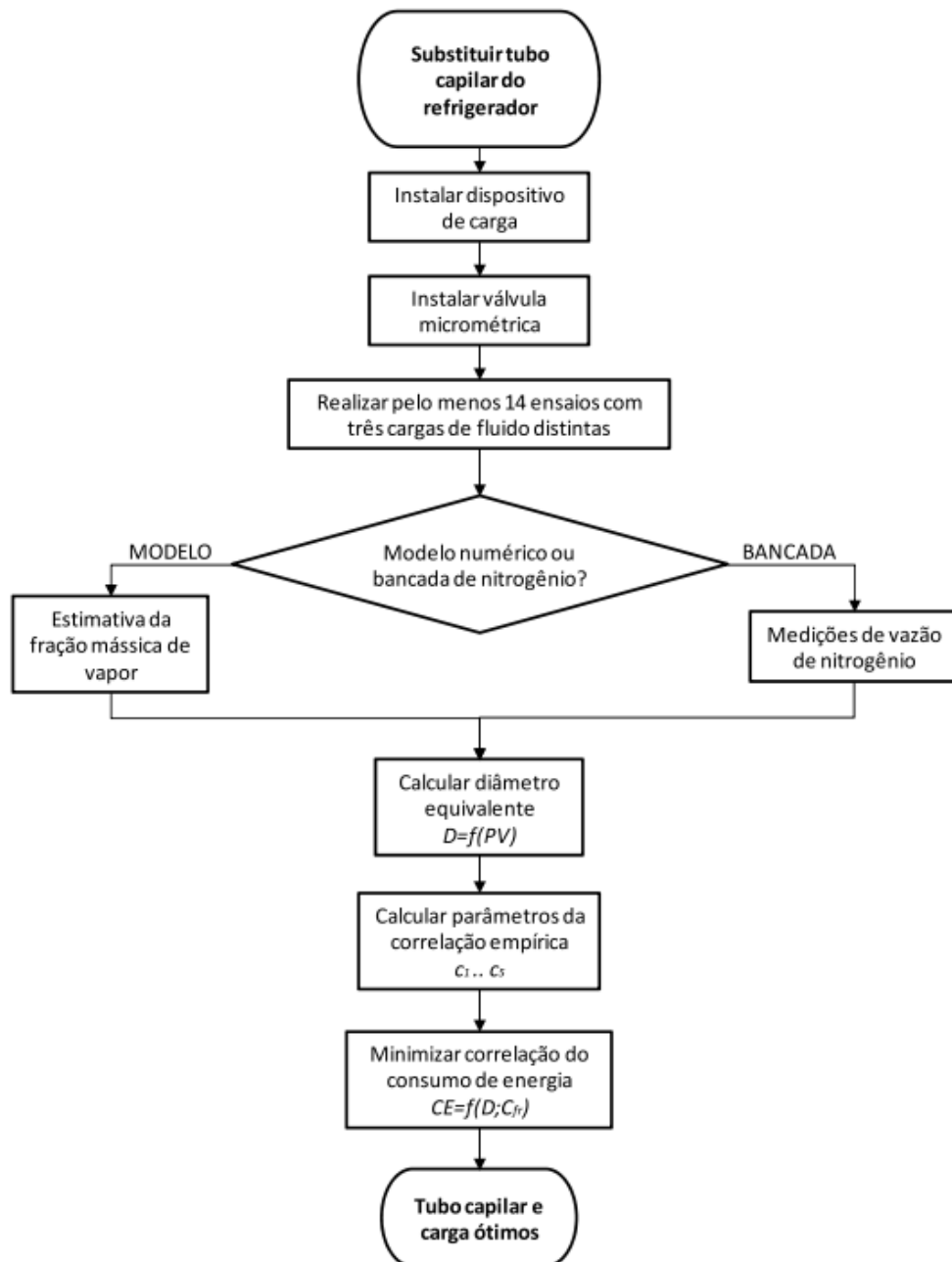


Figura 2.8 – Fluxograma proposto para a obtenção do par ideal, tubo capilar e carga de um refrigerador doméstico (BOENG, 2012).

PISANO *et al.* (2015) propuseram uma metodologia baseada em simulação numérica para determinação do tubo capilar ótimo e a carga de fluido refrigerante de um freezer, condensador e evaporador a ar. O modelo numérico consegue prever o comportamento dinâmico do sistema, ou seja a taxa de funcionamento, utilizando um modelo quase-estático, em que é considerado que o sistema opera em regime permanente durante o período em que o é accionado pelo controlador de temperatura. Essa abordagem foi utilizada no trabalho experimental realizado por BOENG (2012). Para todas as condições avaliadas, a temperatura

de retorno do ar no evaporador foi considerada constante é igual a $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Os autores realizaram diferentes simulações variando o diâmetro do tubo capilar, entre 0,6 e 1,1 mm, e a carga de fluido refrigerante, entre 35 e 125 g. Para determinar o melhor par tubo capilar e carga de fluido foram adicionados diferentes restrições, comandadas pelo sub-resfriamento (maior que 1 K), superaquecimento (maior que 1 K), temperatura de sucção (maior que a temperatura de orvalho) e a taxa de funcionamento (menor que 1). Os resultados encontrados pelos autores mostraram que se todas as restrições impostas são satisfeitas (região sombreada da Figura 2.9), a região útil é reduzida drasticamente, conforme apresentado na Figura 2.9. Os autores destacaram que caso o ponto de COP mínimo não se encontre dentro da área útil, devem ser redimensionados os trocadores de calor. Caso não seja possível redimensionar os trocadores por motivos de restrições de espaço, a melhor alternativa é usar um compressor com deslocamento diferente.

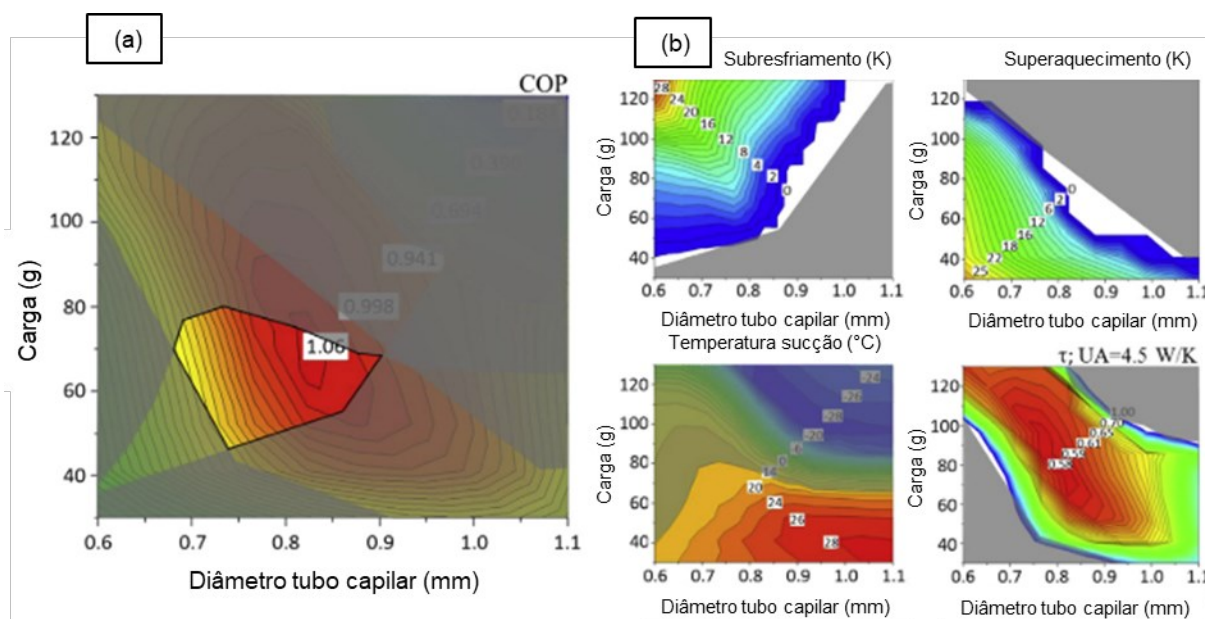


Figura 2.9 – Mapa de aplicação com restrições (região sombreada) de um *freezer* ao se variar a carga de fluido e o diâmetro do tubo capilar (PISANO *et al.*, 2015).

Com o intuito de acelerar o processo de conversão, VISEK; ELBEL; HRNJAK (2016) também utilizaram uma válvula de agulha como dispositivo de expansão ao invés do tubo capilar em um refrigerador de bebidas operando com R744 em regime supercrítico para determinação do tubo e a carga do sistema. A carga de refrigerante foi definida pelos autores de forma que seja garantido o enchimento do evaporador durante a diminuição inicial de temperatura (*pull-down*) e que no final ainda exista um baixo superaquecimento. Já para o dispositivo de expansão, a metodologia foi a carga de fluido refrigerante inicial e ir variando a

abertura da válvula enquanto são analisados a pressão de descarga, a temperatura de saída do resfriador de gás e o enchimento do evaporador, via superaquecimento. De acordo com os autores, essa metodologia permitiu a determinação do par tubo capilar e carga esse tipo de sistema, no entanto, foi altamente recomendado que, para esse sistema, o uso de uma válvula de expansão termostática ou eletrônica com o intuito de atingir maiores eficiências.

Alguns fabricantes possuem métodos experimentais internos, principalmente, baseados na tentativa e o erro para determinação do par ótimo, os quais são pouco comentados na literatura para conservar a propriedade intelectual. BJÖRK e PALM (2006a) apresentaram a metodologia utilizada por um grande fabricante de refrigeradores domésticos, a qual consiste nas seguintes etapas:

- Primeiro, o tubo capilar é determinado nos experimentos de *pulldown* à temperatura de 25 °C, na qual o tempo de ativação do evaporador deve ser inferior à 30 min. Durante esse primeiro passo é feita a uma estimativa da carga do sistema;
- Segundo, a carga é determinada em ensaios em regime cíclico à temperatura ambiente de 32 ° C. Nessa condição, o ponto de início do superaquecimento deve estar na entrada do acumulador. Na sequência, o refrigerador é ensaiado em regime permanente à temperatura de 25 °C, e, nessa condição, a temperatura de sucção do compressor deve ser superior à temperatura de orvalho. Em caso que a temperatura de sucção esteja a uma temperatura inferior, indica que o volume do acumulador é reduzido para essa configuração;
- E, terceiro, a carga e o tubo capilar são verificados em regime cíclico à temperatura ambiente de 25 °C, com o interior do gabinete pré-definido para a temperatura de 5 °C. Nesse ensaio, a ativação do evaporador deve ser atingida em um tempo entre 1 e 2 min. Caso essa condição não seja possível, o tubo capilar deve ser reduzido.

2.3.2. Distribuição da carga no sistema

O ponto de partida para iniciar o processo de redução de carga de fluido refrigerante de um sistema de refrigeração é o entendimento sobre como o fluido se distribui dentro do próprio sistema durante a sua operação. POGGI *et al.* (2008), no seu artigo de revisão, analisaram as metodologias existentes que, até a data de publicação, foram utilizadas para medição da carga de fluido de um sistema de refrigeração em funcionamento. Os autores destacaram que a metodologia mais amplamente utilizada é a das válvulas de fechamento rápido. Essa metodologia consiste no isolamento de cada componente do sistema por meio de válvulas solenoides, posicionadas na entrada e na saída do componente em análise. Primeiro, o sistema é colocado em funcionamento, segundo, as válvulas solenoide são

acionadas de forma simultânea para prender o fluido em um determinado instante dentro de cada componentes, e, terceiro, o fluido armazenado em cada componente é evacuado dentro de um recipiente para realizar a medição do peso. Já que a carga de fluido é conhecida *a priori*, e com as massas contidas dentro de cada componente, determinadas experimentalmente, podem ser estimados os valores percentuais da distribuição de carga. A guisa de ilustração, a Figura 2.10 apresenta de forma esquemática o aparelho experimental para a implementação dessa metodologia para medição da carga de fluido no condensador. Os autores mencionam que, além desse método, existem métodos mais complexos que permitem a medição online, em outras palavras, permitem visualizar a evolução temporal da distribuição de carga sem a necessidade de parar o sistema. Esses métodos são baseados, principalmente, na medição da fração local de vazio, os quais tendem a possuir custos muito elevados e diversos problemas técnicos de implementação. Além dos métodos experimentais disponíveis, atualmente, estão sendo desenvolvidos e implementados métodos de simulação numérica que permitem a determinação da carga de fluido refrigerante dentro do sistema (HERMES, 2015; PORTO; KOURY; MACHADO, 2013). Outros procedimentos e metodologias experimentais podem ser encontrados em detalhadamente no artigo de revisão sobre os métodos práticos para medição da distribuição de carga de fluido refrigerante em sistemas de refrigeração publicado por (DING *et al.*, 2009).

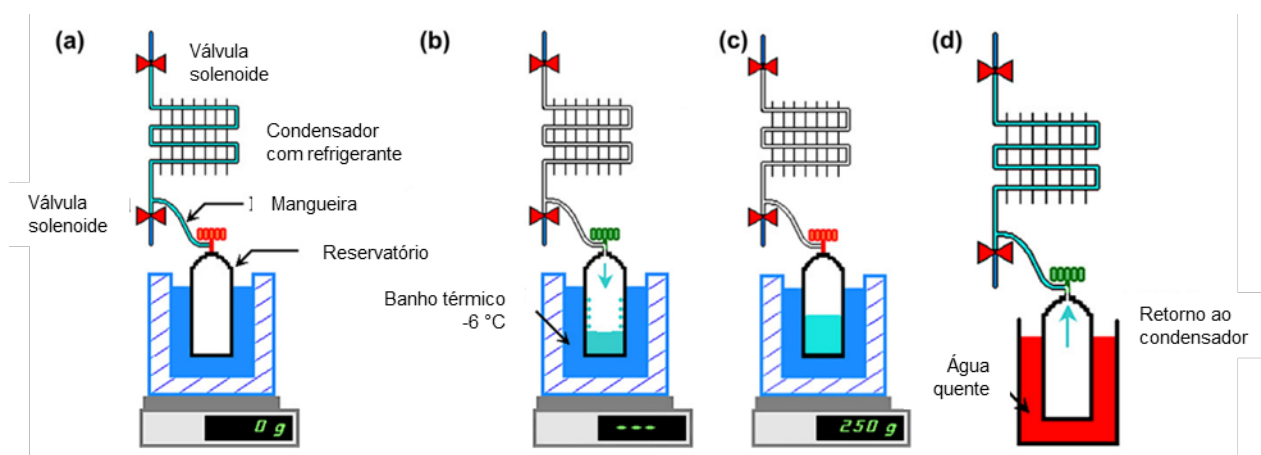


Figura 2.10 – Procedimento de medição da massa de fluido em um condensador. (a) Confinamento do refrigerante no condensador. (b) Evacuação do refrigerante para o recipiente. (c) Fechamento do recipiente e pesagem do fluido. (d) Retorno do refrigerante ao condensador (POGGI *et al.*, 2008).

A Figura 2.11 (a) apresenta a distribuição de carga de fluido refrigerante ao longo de um ciclo liga/desliga de um refrigerador doméstico encontrada por BJÖRK e PALM (2006b). De acordo com os autores, no início do ciclo, o evaporador e o compressor são os

componentes que possuem a maior carga de fluido. Já ao dar partida ao compressor, a carga de fluido refrigerante contida no evaporador é drasticamente reduzida até um valor mínimo e, na sequência, é aumentada gradativamente. Durante esse período, o condensador e o filtro secador apresentam um comportamento espelhado em relação ao condensador, ou seja, a carga é aumentada até um valor máximo e posteriormente reduzida gradativamente. Nesse sentido, durante o processo de partida, o sistema atravessa um período de desbalanceamento drástico durante o primeiro minuto, caracterizado por elevada vazão mássica no compressor e reduzida vazão mássica no tubo capilar. Esse desbalanceamento desloca rapidamente a carga ao condensador, acelerando o enchimento do evaporador pelo aumento do sub-resfriamento na entrada do tubo capilar. Após esse período, a distribuição da carga de fluido começa a se estabilizar, apresentando um aumento linear da carga acompanhado de uma redução na carga contida no condensador e no lubrificante do compressor até o fim do ciclo (armazenamento do refrigerante no acumulador do evaporador). Simultaneamente, o filtro secador atinge a temperatura de saturação e a carga é suavemente reduzida, o que indica a existência de uma condição bifásica na entrada do capilar. Ao se desligar o compressor, é iniciado o processo de equalização de pressões no sistema, ocasionado pelo tubo capilar. Durante esse processo, a queda de pressão drástica no condensador força ao fluido em condensação a se evaporar até atingir a condição de vapor superaquecido rapidamente e se deslocar para o evaporador. Já no período final do ciclo, a carga de refrigerante no ciclo é reduzida, enquanto a carga de refrigerante diluída no óleo é incrementada. Nesse sentido, o refrigerante existente no evaporador evapora por causa do incremento na carga térmica durante esse período e se dilui no óleo lubrificante.

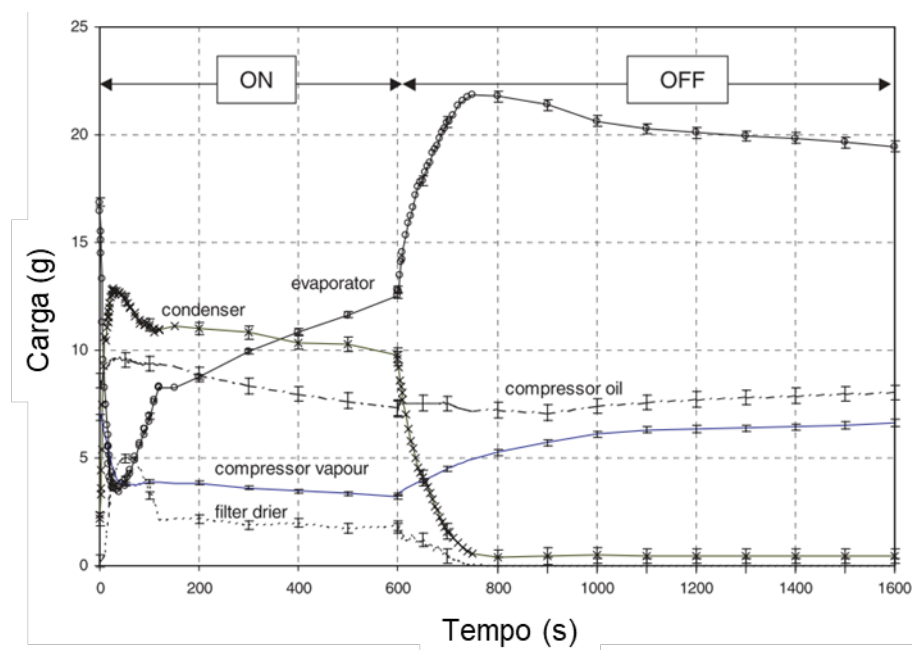


Figura 2.11 – Distribuição de carga de fluido refrigerante de um refrigerador doméstico operando em regime transiente (BJÖRK; PALM, 2006b).

BJÖRK e PALM (2006c) estudaram a distribuição de carga em regime permanente sob diferentes condições de carga térmica do refrigerador doméstico estudado em regime transiente no parágrafo anterior. O refrigerador doméstico analisado é composto por um evaporador do tipo *roll-bond* com acumulador de sucção, um condensador tubo arame, um tubo capilar e um filtro secador de cobre. A Figura 2.12 apresenta a variação da carga de fluido refrigerante em cada componente do refrigerador doméstico para diferentes cargas térmicas e temperaturas ambiente encontrada pelos autores. No artigo foi destacado que a carga de fluido no condensador e no compressor é incrementada, enquanto a carga no evaporador é reduzida com o aumento da carga térmica. O componente que sofre a maior variação com a alteração da carga térmica de carga é o evaporador, com uma redução de aproximadamente 30%. Para esse sistema, a carga encontra-se distribuída de maior a menor da seguinte forma: evaporador, condensador, óleo do compressor, espaço livre do compressor e, por último no filtro secador.

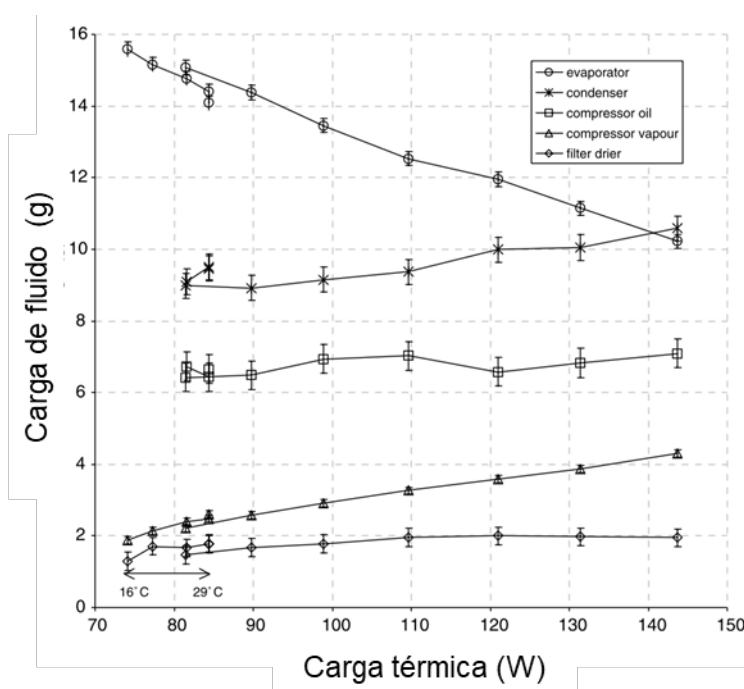


Figura 2.12 – Distribuição de carga de fluido refrigerante de um refrigerador doméstico operando em regime permanente (BJÖRK; PALM, 2006c).

De acordo com a nota publicada pelo Instituto Internacional de Refrigeração (IIR) (IIR, 2014), a carga de fluido refrigerante é distribuída pelo sistema em função do volume interno

e da massa específica às condições termodinâmicas de operação de cada componente. Isto faz com que, a distribuição de carga varie de acordo com o projeto específico do sistema frigorífico. De forma geral, para qualquer sistema de refrigeração, o fluido refrigerante se encontra na fase vapor superaquecido nas linhas de sucção e de descarga do compressor, as quais representam uma pequena parte da carga do sistema. Outra parte da carga de fluido refrigerante é diluída no óleo lubrificante do compressor, a qual varia entre 10 e 15% em sistemas convencionais e de 30 a 40% para sistemas com baixa carga de fluido. A carga contida dentro do evaporador é distribuída entre as fases vapor e líquido, no entanto, o IIR estima que em sistema que operam com evaporadores com superaquecimento útil, a carga dentro desse componente tende a ser aproximadamente 20%. Já para o caso de evaporadores inundados essa percentagem tende a ser significativamente maior. Por outro lado, no condensador, coexistem três tipos de escoamento monofásico com vapor superaquecido, bifásico na condensação e monofásico com líquido sub-resfriado. Sendo os dois últimos os que mais influenciam na carga contida nesse componente, a qual tende a estar entre 30 e 60% da carga total. Em outras palavras, para o condensador, quanto maior sub-resfriamento, maior será a carga de fluido no sistema. Caso sejam utilizados outros componentes como acumuladores de líquido e de sucção, a carga do sistema tende a ser incrementada, devido à grande quantidade de fluido na fase líquida dentro desses componentes. Assim, os valores percentuais mencionados anteriormente podem variar significativamente com a utilização de acumuladores. Na Figura 2.13 (a) é apresentada distribuição de carga de fluido em um ar condicionado de pequeno porte sem recebedor de líquido apresentada na nota técnica do IIR. Da figura pode ser inferido que para esse tipo de sistema, a maior carga de fluido refrigerante encontra-se distribuída de maior a menor da seguinte forma: condensador, evaporador, compressor (refrigerante como vapor superaquecido e diluído no óleo lubrificante), linha de líquido e outros (filtro secador, dispositivo de expansão linha de sucção e descarga etc.).

LI, TINGXUN *et al.* (2015) ao estudar uma bomba de calor do tipo *split* operando com R290 encontraram que os fatores que mais afetam a distribuição de carga são a temperatura ambiente, a velocidade do compressor e a carga de fluido inicial. Destacaram que, quando o sistema não está em funcionamento, o fator que mais influência é a temperatura ambiente externa. Assim, quando o sistema opera no modo refrigeração a maior quantidade de carga é alocada no trocador de calor do ambiente interno (66%), ao funcionar como bomba de calor, a maior quantidade de fluido era alocada no trocador de calor do ambiente externo (82%). Ou seja, em ambos os modos, a maior carga de fluido durante o ciclo em que o equipamento permanece desligado é encontrada no evaporador. Em relação à velocidade do compressor, para ambos os modos, ao se aumentar a velocidade, a carga de fluido contida no condensador

aumenta, enquanto a do evaporador, compressor e acumulador diminuem. O último fator mencionado no trabalho, a carga inicial de fluido refrigerante, demonstrou que a carga contida nos trocadores de calor incrementa com o aumento da carga inicial. Também foi destacado que o componente que iria alocar a carga de fluido em caso de excesso de fluido é o condensador. No comportamento transitório, mais especificamente, o *start-up* do sistema, o fluido refrigerante escoar do trocador de calor o qual estiver à menor temperatura ambiente para o conjunto acumulador/compressor, e o trocador de calor submetido à maior temperatura ambiente inicial começa a ser enchido. O enchimento do trocador de calor à maior temperatura é gradativo até atingir o regime permanente, enquanto a carga contida no conjunto compressor/acumulador é reduzida.

De forma similar, a distribuição de carga em regime transitório de uma bomba de calor do tipo *split* e *inverter* também foi estudada em trabalho recente (HAN; YAN; YU, 2019) e é apresentada na Figura 2.13 (b). De acordo com os autores, no início do ciclo (< 35 s) a carga de fluido permanece distribuída e inalterada devido ao *delay* inicial do compressor. Após esse período, entre os 36 e os 70 s, a pressão de sucção cai rapidamente e a carga do evaporador decai de ~80% até 15,35%, enquanto, no conjunto compressor e acumulador, a carga é incrementada de 11,78 até 69,41%. De forma simultânea, a carga no condensador começa a aumentar. Na sequência, entre 71 e 100 s, a carga de fluido refrigerante continua caindo dentro do evaporador devido ao retardo na resposta da válvula de expansão. Entre os 101 e os 135s, o aumento na temperatura de condensação aciona o ventilador e incrementa a taxa de condensação dentro desse componente, simultaneamente, a vazão através da válvula é incrementada e, conseqüentemente, a carga começa aumentar novamente dentro do evaporador. Ao ultrapassar os 135 s, a carga do condensador e do evaporador continuam aumentando gradativamente até atingir o regime permanente após os 300 s. Durante o regime permanente, a carga de fluido refrigerante foi distribuída contendo: 45,46% no condensador, 23,30% no evaporador e 24,42% no conjunto compressor e acumulador.

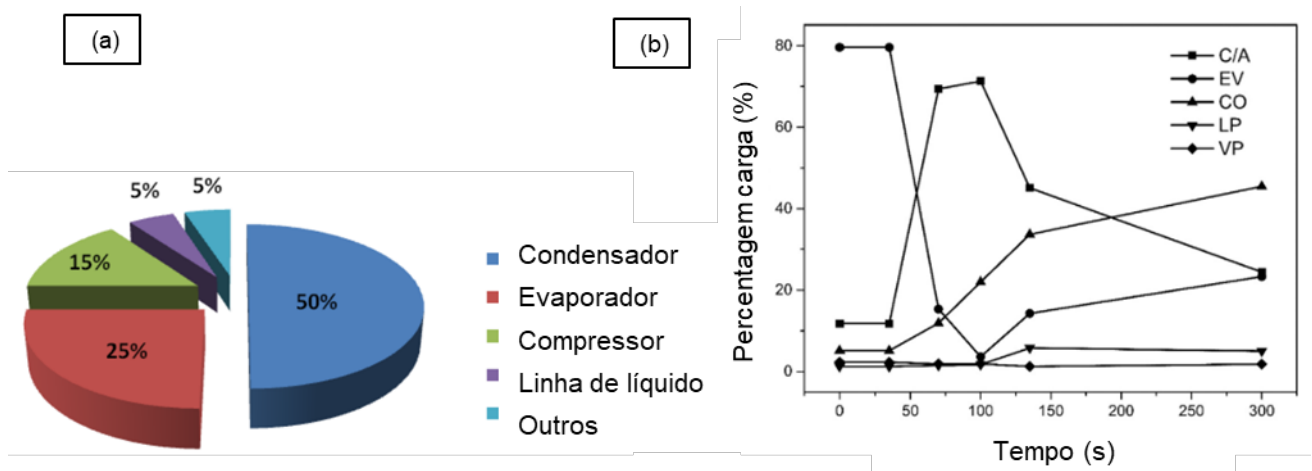


Figura 2.13 –(a) Distribuição de carga de fluido refrigerante em uma unidade de ar condicionado de pequeno porte em regime permanente (IIR, 2014). (b) Distribuição de carga transitória de uma bomba de calor água-ar do tipo *split* (HAN; YAN; YU, 2019).

O efeito do óleo lubrificante na distribuição de carga de fluido em uma bomba de calor operando com R290 foi estudado por CHEN; WU; DUAN (2019). No estudo, os autores contemplaram os lubrificantes PAG VG60 e o óleo mineral (MO) VG100. A carga utilizada na bomba de calor foi a carga de fluido ótima para ambos os lubrificantes, o qual permitiu uma comparação justa. Contemplando ambos os modos de operação, aquecimento e resfriamento, foi observado que, com o uso do lubrificante PAG, a carga de refrigerante contida no compressor foi reduzida em até 13% em relação ao sistema operando com MO. Além disso, a utilização do PAG permitiu que o fluido seja redistribuído para os outros componentes do sistema, principalmente para os trocadores de calor. A alteração da distribuição de carga foi causada pela solubilidade entre o refrigerante e o lubrificante, que para o PAG, foi entre 10,8% e 14,4% e, para o OM, foi entre 13,5% e 18,9%. O efeito da alteração do lubrificante na distribuição do fluido no sistema operando em modo refrigeração pode ser observado na Figura 2.14. Na figura, OUHE e IUHE representam o trocador de calor externo e interno, respectivamente.

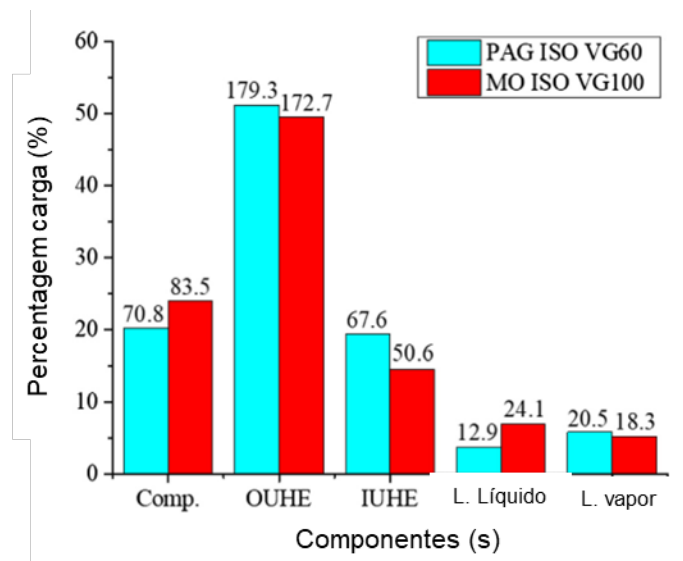


Figura 2.14 – Efeito da alteração do lubrificante do sistema na distribuição de carga de fluido em uma bomba de calor (CHEN; WU; DUAN, 2019).

HRNJAK e HOEHNE (2004) estudaram a distribuição do fluido refrigerante em um sistema de refrigeração de baixa carga de hidrocarboneto R290 operando com condensador e evaporador do tipo microcanal. A carga total do sistema variou entre 110 e 130 g para uma capacidade de refrigeração que variou entre 1,0 e 1,4 kW sob diferentes condições de operação (carga específica aproximada de 86 g kW^{-1}). A Figura 2.15 apresenta a distribuição de carga do sistema em estudo. Os autores afirmaram que a carga contida na linha de líquido no trocador interno e na linha de sucção e de descarga permaneceram aproximadamente constantes ao longo das condições de teste avaliadas e que a quantidade pode ser desprezível em relação aos outros componentes. No entanto, o compressor, o condensador e o evaporador apresentaram as maiores cargas dentro do sistema. Destaca-se que para esse tipo de sistemas, a carga de fluido refrigerante contida no compressor apresenta os maiores percentuais, inclusive valores maiores do que os encontrados no condensador ou no evaporador. No entanto, mesmo apresentando os maiores valores percentuais, acaba sendo um dos componentes com maior dificuldade de redução de carga. Já que todo o esforço dependeria do fabricante do compressor, redução da quantidade de óleo (otimização do sistema de lubrificação do compressor), alteração do tipo de óleo e redução do espaço livre de vapor. Além disso, os autores sugeriram o reprojeto do condensador para diminuir o volume nos distribuidores (*headers*) e assim, garantir uma redução de carga de fluido refrigerante na fase líquida.

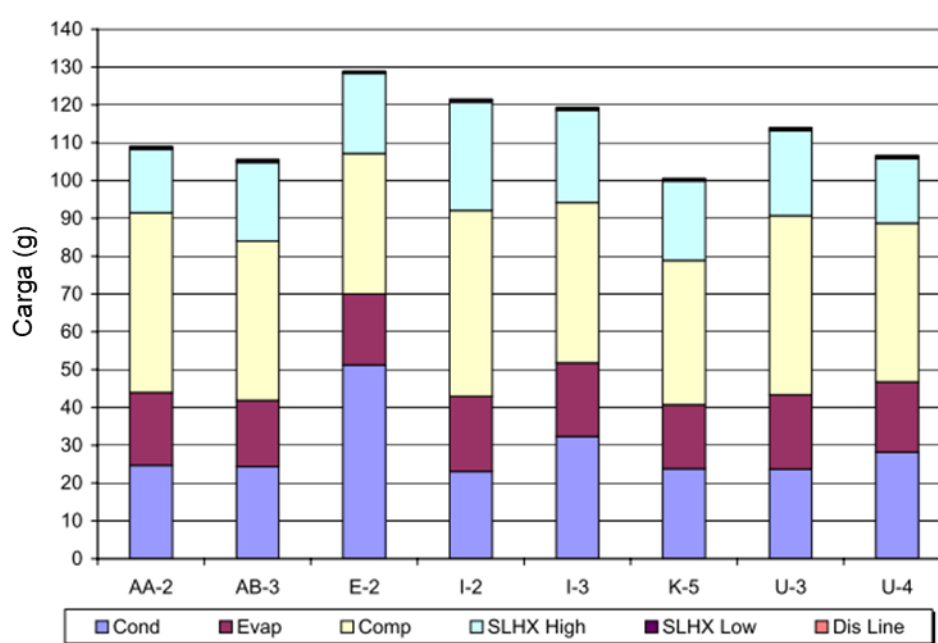


Figura 2.15 – Distribuição do fluido refrigerante em um sistema de refrigeração de baixa carga (HRNJAK; HOEHNE, 2004).

Recentemente, LI, WENZHE; HRNJAK (2021) estudaram a distribuição de refrigerante em uma bomba de calor de R134a para aquecimento de água. A bomba de calor é composta por um evaporador do tipo tubo-aleta, um condensador de tubo enrolado no tanque de aquecimento, acumulador de sucção e uma válvula de expansão eletrônica. Para esse tipo de sistema, a carga foi distribuída de forma aproximada, assim: ~58% no condensador, ~20% na linha de líquido, ~15% no evaporador, ~1% no acumulador e ~7% no compressor. O tempo de operação não influenciou significativamente essas percentagens, já que a massa de fluido foi amostrada a cada hora. A elevada carga de fluido refrigerante no condensador foi explicada pela elevada fração de volume líquida calculada, a qual atinge valores de até 40%, no condensador (volume de ~972 cm³) e de até 18%, no evaporador (volume de ~558 cm³). GUZZARDI *et al.* (2022) também estudaram a distribuição de carga em uma bomba de calor água-ar de R32 com a utilização trocador de placas brasadas. O estudo mostrou que durante o modo de refrigeração a carga foi distribuída com mais do 70% no condensador (trocador de calor tubo-aleta), 8% no compressor, 5,6% no trocador de placas, 5,2% no acumulador de sucção, 3% no acumulador de líquido, 5,3% na linha de líquido e 1% na linha de vapor. Para o modo aquecimento, foi encontrada que a distribuição de carga é realizada da seguinte forma: 8,3% compressor, 7% na linha de líquido, 2% na linha de vapor, 37% no acumulador de líquido, 20% no acumulador de sucção, 19% no evaporador e 8% no condensador. Além disso, os autores estudaram o efeito da configuração do escoamento na carga de fluido retida no trocador de placas, no qual demonstraram que o sistema ao trabalhar na configuração em

correntes paralelas era aproximadamente 35% maior do que na configuração em contracorrente.

Nesse sentido, conforme apresentado nesse item, a distribuição de carga é fortemente afetada de sistema para sistema, variando principalmente pelo volume interno de cada componente, seguido das condições de operação (temperatura ambiente, rotação do compressor, abertura da válvula etc.) e o modo de operação, para o caso de bombas de calor. Foi destacado que independente do sistema, a maior quantidade de carga de fluido pode ser encontrado nos trocadores de calor, condensador e evaporador, acumulador (caso sejam utilizados), linha de líquido e compressor. Além disso, destaca-se que a carga de fluido refrigerante no compressor, na fase vapor e diluída no óleo lubrificante, deve ser levada em consideração, principalmente em sistemas de carga reduzida.

2.3.3. Redução de carga

O IIR no relatório publicado em 2014 (IIR, 2014), destacou as principais orientações para o desenvolvimento de sistemas de refrigeração de carga de fluido refrigerante reduzida. Primeiro, destacou que a carga de fluido refrigerante deve ser reduzida sem sacrificar a eficiência do sistema, levando em consideração as emissões diretas e indiretas; segundo, deve ser garantida a estanqueidade de longo prazo do sistema, baixa taxa de vazamento; terceiro, principal orientação, é a redução do volume interno dos componentes que possuem fluido refrigerante na fase líquida; quarto, utilização de evaporadores e condensadores com baixo diâmetro hidráulico; quinto, aprimorar a cooperação com os fabricantes de compressores para reduzir a quantidade de óleo lubrificante; sexto, eliminar o tanque de líquido se o propósito é compensar o sistema em caso de vazamentos ou se é armazenar o fluido em caso de manutenção; e, por último, realizou um chamado para incentivar e popularizar a pesquisa nessa área do conhecimento para que essas tecnologias possam ser aplicadas em larga escala e reduzir as emissões causadas pelo uso de sistemas de refrigeração.

Conforme apresentado no item anterior, item 2.3.2, as maiores cargas dentro de um sistema de refrigeração convencional são encontradas nos trocadores de calor, linhas de líquido, acumuladores e no compressor. Nessa perspectiva, é normal encontrar na literatura o desenvolvimento de novos tipos de evaporadores e condensadores com volume interno reduzido (POGGI *et al.*, 2008) ou metodologia passivas (PUSSOLI *et al.*, 2012) de aumentar a transferência de calor e, conseqüentemente, reduzir a área de troca. Nesse âmbito o uso de mini e microcanais tem ganhado espaço não apenas a nível de laboratório se não também a nível comercial. Isso pode ser evidenciado pela crescente aplicação dessas tecnologias no dia a dia. PARK e HRNJAK (2008) encontraram uma redução de carga de até 9,6% ao

substituir o condensador tubo-aleta por um do tipo microcanal em um sistema de ar condicionado doméstico, enquanto os outros componentes do sistema permaneceram inalterados. Além da redução de carga, os autores encontraram incrementos significativos no desempenho (13%) e na capacidade de refrigeração do sistema. FUENTES; ELBEL; HRNJAK (2014) também encontraram reduções similares, de até 10%, ao substituir o condensador tubo-aleta por um do tipo microcanal em um refrigerador de bebidas tipo expositor vertical de carga reduzida. Por outro lado, ELBEL; VISEK; HRNJAK (2016) para atingir uma máxima redução de carga em sistemas que operam com carga reduzida, é importante utilizar condensadores que não requeiram grandes quantidades de líquido para preencher os distribuidores (*headers*), tal é o caso de trocadores com serpentina de tubo de microcanal. XU *et al.* (2016) também constataram a elevada carga que é armazenada nos distribuidores do trocador de microcanal. Nos projetos convencionais, o diâmetro do distribuidor possui a largura do tubo de microcanal, o que leva a um elevado volume e, conseqüentemente, elevadas cargas. Para reduzir o impacto dessa disposição, os autores propuseram engatar os tubos de forma inclinada e realizar um segundo passe contornando um tubo posicionado no lado oposto ao distribuidor de entrada, ao invés de entrar em um outro distribuidor. Essa alteração permitiu reduzir a carga de um acondicionador de ar de 3,2 kW em até 28,3%, atingindo uma carga mínima de 190 g e uma capacidade de refrigeração específica aproximada de 59,4 g kW⁻¹.

GHOUBALI; BYRNE; BAZANTAY (2017) ensaiaram diferentes tipos de condensadores em uma bomba de calor doméstica, resfriada a ar, para aquecimento de água. O aquecimento da água é realizado pela condensação do fluido refrigerante em um trocador de calor em contato com um tanque cilíndrico de água de 250 L vertical. Foram ensaiados três condensadores: (1) tubo-D, (2) placa fria de alumínio e (2) microcanal, destacando-se que para cada um dos condensadores foi realizada uma otimização de carga visando o maior COP. Os resultados mostraram que os condensadores tubo-D, placa fria e microcanal apresentaram COPs de 2,59 (357 g), 3,17 (224 g) e 3,71 (423 g), respectivamente. Nesse sentido, os autores destacaram que, embora o microcanal apresentou o maior COP, a carga de fluido foi a maior em comparação com os outros e que menores carga podem atingidas ao se otimizarem os circuitos e as tubulações de saída do trocador. Isso destaca que dependendo da aplicação nem sempre o uso de condensador do tipo microcanal irá trazer uma redução de carga significativa, pelo contrário, nesse trabalho foi o que apresentou a maior carga, inviabilizando a utilização de propano nessa aplicação.

ZHOU e GAN (2019) propuseram a utilização de trocadores de calor de micro tubos lisos como condensador e evaporador para reduzir a carga de fluido refrigerante em um ar condicionado. O trocador de micro tubo liso, é fabricado utilizando tubos de aço inoxidável de

diâmetro reduzido conectados em paralelo a um *header* de entrada e um de saída, dispostos de forma similar à configuração convencional encontrada nos condensadores de microcanal. Os autores destacaram que com o uso desse tipo de trocadores de calor no sistema foi encontrada uma carga específica de até $68,9 \text{ g kW}^{-1}$, valor bem reduzido em relação aos encontrados na literatura para esse tipo de equipamento, condensador a evaporador a ar, o qual varia entre 71 e 157 g kW^{-1} . De forma similar, RIBEIRO e BARBOSA (2019) utilizaram condensadores do tipo tubo-aleta periférica na tentativa de reduzir a carga de fluido em um ar condicionado do tipo *split*. Os autores utilizaram um código numérico validado experimentalmente e encontraram que esse tipo de condensador possui uma condutância maior de até 40% em relação aos condensadores convencionais de aleta plana, ondulada e *louver*. Com o condensador de aletas periféricas é possível reduzir a carga de fluido em até 12,13% em relação aos outros tipos e condensadores estudados.

Outros estudos tem demonstrado que a redução de carga de fluido também pode ser atingida apenas redimensionando os componentes para condições de operação ótimas (CHO *et al.*, 2020). Nesse trabalho, os pesquisadores estudaram numericamente a otimização de um refrigerador-*freezer* doméstico com condensador do tipo microcanal e, em serie um do tipo *hot-wall*, utilizado para armazenar o excesso de carga de fluido no sistema. Os autores encontraram que reduzindo o diâmetro e comprimento do condensador *hot-wall*, é possível encontrar o ponto de consumo de energia mínimo com uma carga de 14% menor à original.

FUENTES; ELBEL; HRNJAK (2014) desenvolveram um refrigerador de bebidas do tipo expositor vertical, com capacidade nominal de até 1 kW, para operar com carga extremadamente baixa de R290, de até 50 g. Para atingir determinada carga, os autores realizaram uma análise sobre a distribuição de fluido refrigerante dentro do sistema. Na análise foi encontrado que os pontos de maior acúmulo de fluido refrigerante eram o condensador, o compressor e a linha de líquido sub-resfriado, para as quais foram propostas uma série de alterações. O condensador de linha era um condensador de tubo-aleta (225 ml) e foi substituído por duas de serpentinas de micro canal de alumínio em paralelo, sem distribuidor (80 ml) e com baixa densidade de aletas, e assim evitar incrustações pelo lado do ar. Devido à alta solubilidade dos HCs, a redução de carga no compressor foi abordada reduzindo o volume de óleo em 150 ml, esse valor foi definido em colaboração com o fabricante do compressor. Essa redução no volume de lubrificante permitiu diminuir em até 30% a carga de fluido diluída no óleo, a qual não contribui com o efeito frigorífico do sistema. Além disso, foi eliminado o filtro secador para reduzir o volume interno da linha de líquido. Um trocador de calor interno, tubo capilar enrolado e unido à linha de sucção, foi implementado trazendo ganhos significativos na eficiência do sistema. Também, recomendaram que não deve ser utilizadas válvulas de expansão nem orifícios para sistemas de R290 de carga

reduzida, já que é necessário aumentar o diâmetro do tubo na entrada e na saída do dispositivo. Em relação aos compressores para R290, é necessário que o tipo e a carga de óleo lubrificante sejam bem dimensionados para evitar grandes quantidades de refrigerantes diluídas no cárter do compressor. Os fabricantes de compressores preferem a utilização de lubrificantes Alquil benzenos (AB) e poliol ésteres (POE). Além disso, os autores afirmaram que o uso de trocadores de calor internos (IHX) de linha de líquido à linha de sucção em refrigeradores de R290 pode melhorar a eficiência do sistema em baixas proporções e incrementar a carga de fluido, via aumento do volume total da linha de líquido. HERMES (2015), em contrapartida, encontrou teoricamente que a carga de fluido refrigerante em ciclos por compressão de vapor pode ser reduzida com a utilização de um IHX entre a linha de líquido e sucção do sistema. O autor encontrou reduções de carga de até 15% e 5% para as condições de baixa (LBP) e alta (HBP) pressão de sucção, respectivamente. Embora tenham sido encontradas reduções significativas, o autor afirma que é necessária confirmação experimental para validar essa teoria.

Para o caso de sistemas que possuem distancias relativamente grandes entre a unidade condensadora e a unidade evaporadora, SIANG e SHARIFIAN (2017) estudaram a substituição do conjunto linha de líquido e capilar por apenas um tubo capilar de maior comprimento que ocasione uma perda de carga similar à do conjunto substituído. Utilizando essa metodologia, os autores encontraram reduções de até 63,9% da carga contida no conjunto linha de líquido-capilar, representado 2% da carga total do sistema, que nesse caso foi um ar condicionado portátil. Caso aplicados a sistemas de maior porte, essa metodologia pode propor uma redução significativamente maior.

2.4. Análise experimental do desempenho de refrigeradores de bebidas

MADERIĆ; PAVKOVIĆ; LENIĆ (2019) afirmam que, os compradores desse tipo de refrigeradores são os próprios produtores de bebidas, os quais fornecem aos revendedores para distribuição final (restaurantes, bares etc.). O modelo de negócio mais utilizado nesse setor consiste em que, o comprador direto arca com o custo de aquisição inicial e de manutenção do refrigerador, e são os distribuidores e revendedores que custeiam a operação do sistema, mais especificamente, o consumo de energia e a bebida ser vendida. Nesse cenário, os autores sugerem que esse é o principal motivo pelo qual não existe uma preocupação direta do comprador do refrigerador pela eficiência energética ou o pelo consumo de energia, e sim pelo baixo custo de aquisição do sistema. Isto resulta na inexistência de etiquetas de classificação de consumo de energia, pesquisas e normas de ensaio. No entanto, a atual crescente preocupação internacional em relação ao impacto ambiental está mudando essa tendência, forçando aos compradores desse tipo de

refrigeradores a se preocupar mais com o consumo de energia e tipos de fluidos refrigerantes utilizados. TORRAS *et al.*, (2021) recentemente concordaram com a dificuldade de se encontrarem trabalhos científicos relacionados à refrigeração de cerveja e máquinas de venda de bebidas e acrescentaram que, além da preocupação ambiental, é a concorrência do mercado relacionada à confiabilidade do equipamento que está impulsionando a pesquisa e o desenvolvimento nesse setor. Esse fato é constatado na revisão bibliográfica, na qual existe uma grande lacuna em relação à análise de eficiência e otimização da energética de refrigeradores de bebidas.

Observa-se, também, que existe apenas uma norma de ensaios padrão para esse tipo de sistemas, que é a norma ASHRAE 32.2:2008 (ASHRAE, 2018a). Essa norma aborda as definições, instrumentação, procedimentos e tipos de testes que podem ser realizados em refrigeradores de bebidas *premix* e *postmix*, refrigerados mecanicamente ou por gelo. A norma propõe cinco diferentes testes, os quais são: (1) consumo de energia em modo de espera, (2) teste de diminuição de temperatura inicial (do inglês: *pull-down*), (3) teste de capacidade padrão, (4) teste de capacidade de pico e (5) teste de bebida casual. No teste (1), é determinado o consumo de energia diária em modo de espera do equipamento. Para isso, primeiro, o sistema de refrigeração é enchido com o produto que irá refrigerar e, após, ligado para atingir a estabilidade. A norma considera a estabilidade do sistema quando o equipamento realiza pelo menos 3 ciclos liga/desliga consecutivos. Após o terceiro ciclo, no instante de tempo em que o compressor é desligado, inicia-se o teste e devem ser monitorados pelo menos três ciclos de refrigeração completos. Utilizando os dados coletados durante o teste, o cálculo do consumo de energia diária (E_D), em kWh dia⁻¹, é realizado utilizando a Eq. 2.2.

$$E_D = 24 \frac{E_T}{t_T} \quad (2.2)$$

Em que E_T representa o consumo de energia total ao longo do teste em kWh, t_T representa o tempo de duração do teste em horas e 24 é apenas um fator de conversão em hora dia⁻¹. Já, nos testes (2) ao (5) são determinados os parâmetros de consumo de energia e de capacidade de refrigeração do sistema. No teste (2), é determinado o consumo de energia do equipamento durante o ciclo inicial e não é extraída nenhuma bebida do sistema. No teste (3), é determinado o consumo e são monitoradas a temperatura e a quantidade das bebidas dispensadas pelo sistema para estimar a capacidade. O teste consta em aplicar uma taxa de extração de bebidas, com volume conhecido, ao equipamento, das quais deve-se monitorar a temperatura. O teste deve ser iniciado após pelo menos duas horas de o sistema ter atingido

a estabilidade e com o sistema desligado, e deve finalizar quando uma bebida atingir a temperatura de 7,2 °C. O teste (4) corresponde ao teste de capacidade de pico, em que é realizado um procedimento similar ao do teste (3), só que nesse ensaio, é aplicada a taxa de extração de bebidas máxima reportada pelo fabricante. Já no teste (5) é realizado o teste de bebida casual, na qual fornece informações sobre a temperatura da bebida caso o equipamento dure um tempo significativo no modo de espera. A norma ainda fornece, de forma informativa, que o consumo nominal diário do refrigerador de bebidas, E_{ND} , pode ser estimado considerando duas vezes a energia consumida durante o teste de capacidade padrão, E_{SD} , teste (3), mais o consumo de energia em modo de espera durante o restante do tempo, ver Eq.2.3.

$$E_{ND} = 2 E_{SD} + E_D \frac{(24 - 2 t_{SD})}{24} \quad (2.3)$$

A ASHRAE 32.2 pode ser considerada como uma referência fundamental para o desenvolvimento de normas para os refrigeradores de bebidas considerados nessa pesquisa. Já que atualmente no Brasil não existem normas, marcação por etiquetas de eficiência energética para esse tipo de equipamentos. No entanto, diversos parâmetros especificados em detalhe pela norma, tais como a temperatura de uma bebida padrão, a vazão volumétrica de enchimento do copo etc., devem ser reconsiderados para poder trazer à realidade do país e à aplicação específica desse equipamento (MAHLIA *et al.*, 2001). Além disso, podem ser realizados os rascunhos iniciais para o desenvolvimento da classificação de eficiência energética desses produtos, determinando os desempenhos mínimos e máximos. Um exemplo da determinação desses parâmetros pode ser encontrados em trabalhos realizados para bebedouros de água domésticos (NAEEEC, 2004; WIRATKASEM; PATTANA, 2012).

Um dos primeiros trabalhos sobre a avaliação do desempenho e metodologias para redução do consumo de refrigeradores de bebidas de banco de gelo foi desenvolvido por AFONSO, C.; GABRIEL (2014). O aparelho experimental utilizado pelos autores é apresentado na Figura 2.16, na qual podem ser observados todos os pontos em que os sensores foram localizados, pressão, temperatura e relé de banco de gelo.

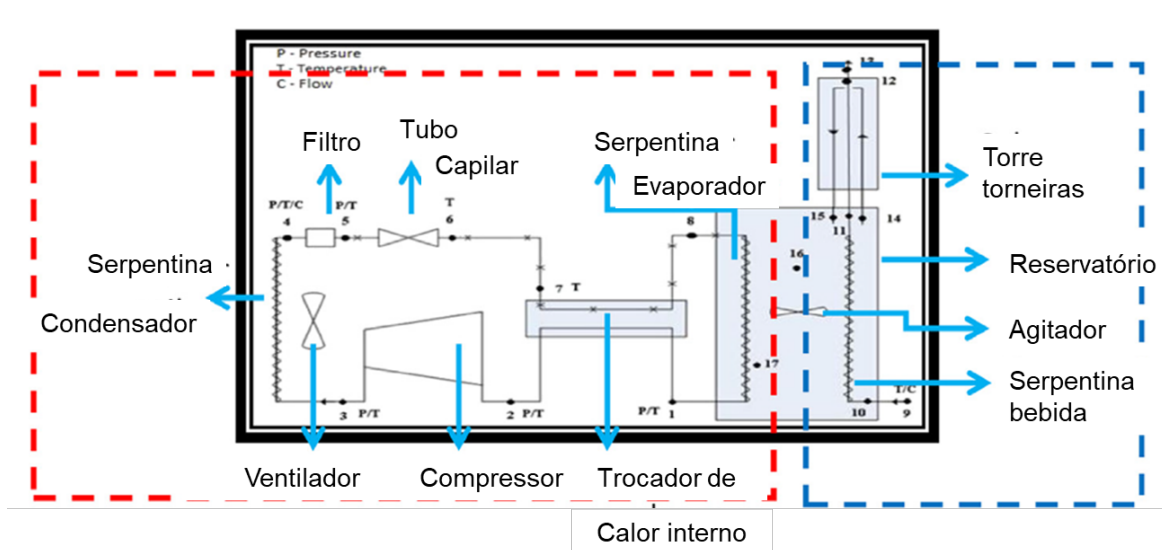


Figura 2.16 – Aparelho experimental utilizado para análise do desempenho de refrigeradores de bebidas por banco de gelo (AFONSO, C.; GABRIEL, 2014).

Por meio dos resultados encontrados foi determinado que a carga térmica desse tipo de sistema está composta por: (1) a transferência de calor das vizinhanças ao reservatório por meio das paredes, (2) o conjunto agitador/bomba e eletrônica embarcada localizados no interior do tanque, (3) a água gelada necessária para o resfriamento das linhas de bebida até a torre e, por último, (4) a bebida proveniente da embalagem que deve ser refrigerada desde a temperatura ambiente até, aproximadamente, $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ na saída da torneira. Como o intuito do trabalho era simular e analisar experimentalmente o desempenho sob as condições mais próximas à realidade, os autores, por meio de enquetes, identificaram os padrões de consumo de bebidas em restaurantes e bares na cidade de Portugal, ver Tabela 2.2. Ao analisarem os dois cenários, restaurantes e bares, encontrou-se que o desempenho do sistema, quando operado de forma contínua, ou seja 24 h por dia, não depende diretamente da massa inicial de gelo e que utilizando-se a mínima massa analisada, 10 kg, podem ser encontrados resultados similares e, conseqüentemente, pode ser reduzido o consumo de energia durante formação inicial do gelo. Além disso, os autores identificaram que o consumo de energia pode ser reduzido significativamente ao se utilizar o sistema de forma intermitente, ou seja, desligando o refrigerador de bebidas em horários em que o estabelecimento permanece fechado e respeitando o tempo necessário para a formação inicial do gelo. Para finalizar, os autores destacaram que para incrementar a redução do consumo, podem ser melhorados o dimensionamento do isolamento térmico do reservatório e a eficácia do trocador de calor interno, capilar enrolado na linha de sucção do compressor.

Tabela 2.2 – Padrão de consumo de cerveja de bares e restaurantes de Portugal durante o verão (AFONSO, C.; GABRIEL, 2014).

Estabelecimento	Hora	Consumo (bebidas)
Restaurante	00:00 – 12:00	0
	12:00 – 14:00	40
	14:00 – 19:00	10
	19:00 – 24:00	20
Bar	10:00 – 14:00	0
	14:00 – 22:00	60
	22:00 – 02:00	800
	02:00 – 10:00	0

Diversos autores têm desenvolvido aparelhos e metodologias para avaliação do desempenho de refrigeradores de bebidas, visando principalmente variados objetivos entre eles, a contribuição com a falta de informação no tema, a melhoria da eficiência energética e a substituição de fluidos refrigerantes de alto impacto ambiental. VISEK; ELBEL (2016) realizaram ensaios para substituir o R134a de um dispensador de suco com banco de gelo. Os autores caracterizaram os refrigeradores de bebidas pelo consumo na diminuição inicial de temperatura, no modo de espera e na capacidade de pico, baseados na norma ASHRAE 32.2. O aparelho experimental construído pelos autores permitiu o monitoramento das temperaturas do sistema de refrigeração e do reservatório para analisar a formação de gelo. Além disso, o desempenho do equipamento foi analisado para três níveis diferentes de temperatura ambiente, 24, 32 e 38 °C. Para a realização dos testes foi utilizada uma taxa extração de 3 bebidas de 355 ml por minuto e consideraram a temperatura de 5 °C como sendo a máxima permissível. A capacidade do sistema é determinada pelo número de bebidas que o sistema pode fornecer abaixo da temperatura máxima permissível.

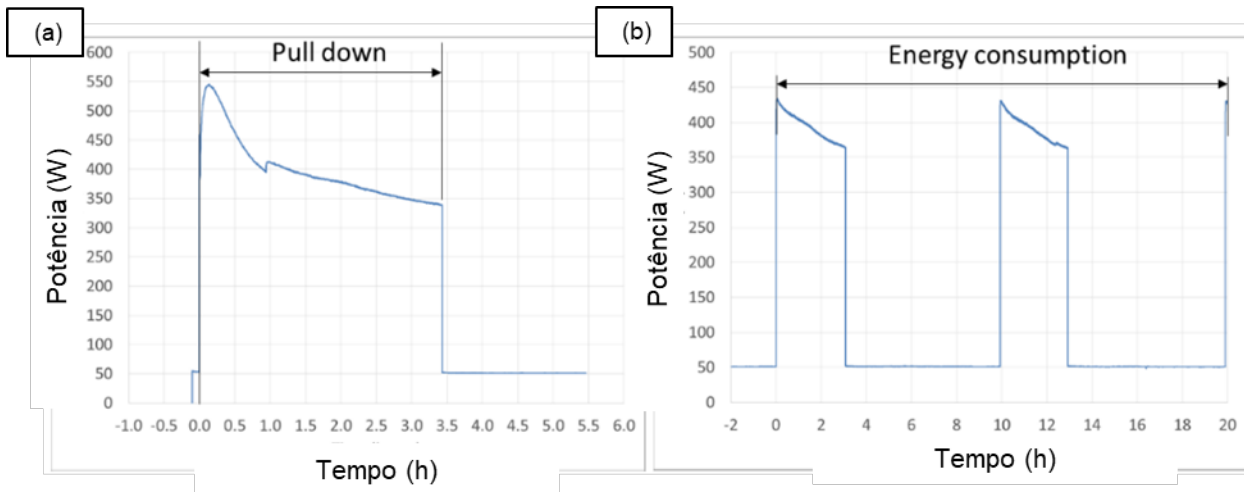


Figura 2.17 – (a) Exemplo ilustrativo do tempo de abaixamento inicial e (b) dos ciclos de consumo de energia de um teste de refrigerador de bebidas (VISEK; ELBEL, 2016).

Em trabalho similar (MADERIĆ; PAVKOVIĆ; LENIĆ, 2019) foi realizada uma análise experimental para determinar as perdas de energia mais significativas e, assim, identificar os pontos críticos que permitam reduzir o consumo de energia de refrigeradores de bebida de banco de gelo. Um desenho esquemático do sistema analisado pelos autores é apresentado na Figura 2.2 (c). Foram realizados os testes diminuição inicial de temperatura (*pull-down*) e de modo de espera (*stand-by*) tendo como referência a norma ASHRAE 32.2. Foram determinadas as cargas térmicas de 24,5, 97, e 110 W, relacionadas, respectivamente, com os ganhos de calor através das paredes do reservatório, com a adição do agitador e a circulação de água até a torre. No refrigerador de bebida utilizado pelos autores, a massa de gelo era controlada por um termostato configurada para operar entre -2.5 e -3.0 °C. Com o equipamento inicial encontrou-se um tempo de *pull-down* de 215 min junto com um consumo 4,60 kWh para um período de 24 h. Para reduzir o consumo de energia do refrigerador de bebidas, os autores substituíram o termostato por um relé de banco de gelo e implementaram um controle intermitente em que o agitador funciona apenas quando o compressor está desligado e com uma taxa de funcionamento de 10%. A implementação do relé de banco de gelo trouxe como benefícios a redução do número de ciclos realizados pelo compressor e da energia consumida em até 15%. Já ao ser implementado o relé junto com o controle intermitente do agitador foram reduzidos o tempo de *pull-down* e o consumo de energia de 24 h em até 10 e 48%, respectivamente. No entanto, é importante destacar que para nenhum desses ensaios foram realizadas extrações de bebida e contemplam apenas o funcionamento do equipamento durante o *pull-down* e o modo de espera, e, por consequência, não pode ser inferido nada em relação à capacidade de refrigeração do sistema.

TORRAS *et al.* (2021) desenvolveram um aparelho experimental para avaliar a performance de um refrigerador de bebidas, do tipo indireto, operado por banco de gelo sob condições reais de operação. O aparelho experimental consta de um banho termostático que fornece água quente ao refrigerador, que substitui o sistema de pressurização por CO₂ e simula a bebida a ser refrigerada. O sistema consta de duas torneiras e foi utilizado um medidor de vazão para cada linha, um do tipo coriolis e um do tipo eletromagnético. O sistema hidráulico possui válvulas e variadores de frequência, os quais permitem simular o consumo de bebida de forma intermitente, conforme numa situação de operação real. As temperaturas do sistema foram medidas por termopares do tipo K. A quantidade de massa de gelo dentro do banco foi monitorada por vários sensores de banco posicionados no interior do reservatório. Um medidor de potência foi instalado para mensurar o consumo de todos os componentes do refrigerador: agitador, bomba de circulação, compressor, ventilador e a eletrônica embarcada. A Figura 2.18 apresenta o diagrama esquemático do aparelho experimental desenvolvido pelos autores.

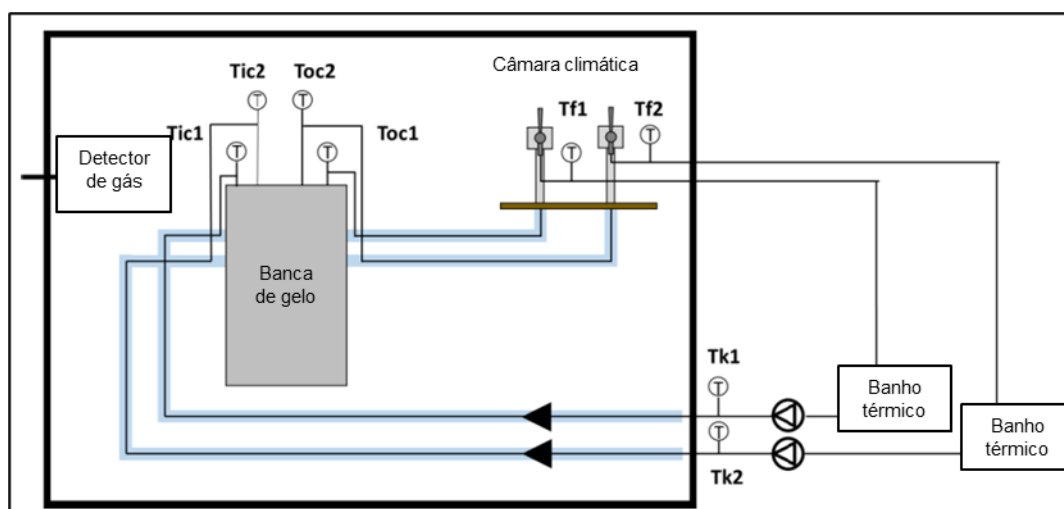


Figura 2.18 – Diagrama esquemático da bancada experimental utilizada por TORRAS *et al.* (2021) para avaliar o comportamento de um refrigerador de bebida de banco de gelo.

Os autores fundamentaram a escolha da água como substituto da cerveja por três principais razões: (1) redução de custos de operação, (2) redução do impacto da espuma na medição da vazão mássica e (3) semelhança nas propriedades termofísicas, massa específica e calor específico, entre a água e a cerveja. Devido a que a maioria desse tipo de refrigeradores são fabricados em larga escala, no artigo foi proposta a utilização de parâmetros adimensionais para caracterizar e, simultaneamente, preservar informações consideradas confidenciais dos fabricantes. O primeiro parâmetro proposto pelos autores foi a temperatura adimensional, a qual pode ser calculada de acordo com a Eq. 2.4.

$$T^* = \frac{T - T_{min}}{T_{max} - T_{min}} \quad (2.4)$$

Em que T , T^* , T_{min} e T_{max} representam, respectivamente, a temperatura atual, a temperatura adimensional e as temperaturas mínimas e máximas da amostra. Além da temperatura, os autores apresentaram os parâmetros adimensionais τ^* , \dot{V}^* e \dot{W}^* , que representam o tempo (Eq. 2.5), a vazão (Eq. 2.6) e a potência (Eq. 2.7), respectivamente.

$$\tau^* = \frac{t}{t_{ref}} \quad (2.5)$$

$$\dot{V}^* = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{ref}} \quad (2.6)$$

$$\dot{W}^* = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{ref}} \quad (2.7)$$

Nas Eq. 2.5, 2.6 e 2.7, t , \dot{V} e \dot{W} representam os valores observados durante os ensaios, enquanto que t_{ref} , \dot{V}_{ref} e \dot{W}_{ref} são valores de referência de condições de operação normais desse tipo de equipamento. Nesse sentido os autores concluíram que, seguindo a abordagem experimental proposta, é possível identificar quais são os parâmetros que mais influenciam na capacidade e no desempenho desse tipo de sistemas. Já que permite simular condições reais de operação, e assim, integrar o projeto do equipamento com a operação.

2.5. Substituição de fluidos de alto GWP em refrigeradores de bebidas

Ao se substituírem os fluidos refrigerantes de alto impacto ambiental, clorofluorcarbonos (CFC), hidroclorofluorcarbonos (HCFC) e hidrofluorcarbonos (HFC), existem diversas famílias de fluidos que podem ser utilizados como alternativos: os refrigerantes naturais, os HFC de baixo GWP, as hidrofluoroolefinas (HFO), hidrofluoréteres (HFE), fluoriodocarbonos (FIC) etc. (CALM, 2008a). Dentro dos quais, os naturais e os HFO (R1234yf, R1234ze) são os tipos de refrigerantes que têm sido mais utilizados como substitutos em equipamentos de refrigeração comercial. Os refrigerantes naturais encontram-se divididos em dois tipos: os hidrocarbonetos (R290, R600a R1270a etc.) e os não orgânicos (R747, R777 etc.). A aplicação desse tipo de fluidos, em equipamentos existentes, exige modificar consideravelmente o projeto do sistema, desde o ciclo de refrigeração como um

todo, componentes básicos até as linhas de montagem para produção. Além desses aspectos técnicos e de produção, o uso desses fluidos implica seguir e ultrapassar as limitações impostas por normas nacionais e internacionais relacionadas com a segurança do equipamento, tal como: a inflamabilidade, a toxicidade e as elevadas pressões de operação do fluido refrigerante, as quais acabam interferindo principalmente na carga de fluido refrigerante e, conseqüentemente, a sua aplicação (ANSI/ASHRAE, 2013; DIN, 2016). Nesse sentido, nesta seção serão apresentados os principais desafios, as soluções propostas e os impactos da alteração de refrigerantes de alto GWP encontrados por diversos autores em refrigeradores de bebidas por substitutos alternativos durante a revisão da literatura.

MINOR; MONTOYA; KASA (2010) realizaram o *retrofit* de um refrigerador de bebidas do tipo expositor vertical de R134a utilizando como substituto o R1234yf. Os autores destacaram que os maiores desafios encontrados na aplicação do R1234yf no refrigerador foram a otimização do tubo capilar e da carga. O tubo capilar ótimo foi para R1234yf encontrado foi do mesmo diâmetro, porém de maior comprimento, em aproximadamente 20% mais comprido em relação ao do sistema original (R134a). Já em relação à carga do sistema foi encontrado que para o sistema operar nessas condições ótimas, além de aumentar o comprimento do tubo capilar, foi necessário aumentar a carga em aproximadamente 4%. Os outros componentes do protótipo de R1234yf, evaporador, condensador e compressor foram mantidos os mesmos do sistema original. Para comparar o desempenho de ambos os sistemas, os autores realizaram três testes diferentes: (1) o tempo até atingir a temperatura de 0 °C sem carga térmica; (2) o tempo de diminuição inicial de temperatura, com carga térmica, (2) o tempo de diminuição parcial de temperatura, com reposição de 50% da carga térmica inicial; e (3) teste de consumo de energia de 20 h com carga térmica. Os testes foram realizados em uma câmara climática à temperatura de 40,6 °C e 75% de umidade relativa para todos os equipamentos. Os resultados mostraram que, com o sistema projetado para R1234yf, os tempos de abaixamento de temperatura inicial e parcial foram reduzidos em 5 e 14 min, respectivamente, enquanto o consumo foi levemente incrementado em até 0,5%. O consumo de energia de 24 h foi incrementado de 5,784 kWh, para o sistema de R134a, para o 5,798 kWh, para o sistema de R1234yf, em outras palavras, um incremento de 0,24%. Além da análise de desempenho energético, os autores utilizaram a metodologia LCCP (*Life Cycle Climate Performace*) para estimar as emissões de CO₂ ao longo da vida útil do equipamento. Essa metodologia permitiu determinar que o R1234yf, quando aplicado nesse tipo de refrigerador de bebidas, possui grande potencial para substituir o R134a, devido às menores emissões diretas geradas ao longo da vida útil. As emissões indiretas foram levemente superiores por causa do pequeno aumento no consumo de energia do sistema com fluido alternativo. Além disso, de forma simultânea, os autores compararam os sistemas com R134a

e o R1234yf desenvolvido, com um outro refrigerador de bebidas otimizado para operar com R744 em regime transcrito, o qual operou com tempos de *pulldown* inferiores e consumo de energia significativamente superior (até 43% maior) em relação ao sistema R134a e, por consequência, maiores emissões de CO₂.

VISEK; ELBEL (2016) também realizaram a conversão de um refrigerador de bebidas do tipo expositor vertical de R134a para R744 transcrito. A operação do R744 nesse regime de operação envolve pressões de operação completamente diferentes às do R134a. Devido à diferenças, o sistema teve que ser modificado fisicamente. As principais modificações realizadas pelos autores foram: alteração do compressor, redução do diâmetro da tubulação, redimensionamento do condensador para operar como resfriador de gás. Além disso, no resfriador de gás foram realizados cortes transversais às aletas (paralelos ao tubo) para evitar a condução de calor em sentidos não desejados, causados pelas grandes diferenças de temperatura existentes ao longo do processo de resfriamento do gás. Para conseguir equiparar a eficiência energética do R134a e pela grande influência da carga e o capilar em sistemas transcritos, foi realizada uma otimização de carga e de dimensionamento do capilar no equipamento. A otimização foi realizada com o auxílio de uma válvula de agulha, a qual ajudou significativamente no tempo de execução dos ensaios. Outra grande dificuldade encontrada foi a pouca variedade de compressores existentes no mercado para R744. Por esse motivo, os pesquisadores optaram por utilizar um compressor de maior capacidade quando comparado ao do R134a, em aproximadamente 30% para uma mesma temperatura de evaporação. Com o intuito de comparar ambos os equipamentos, foram realizados os testes de *pulldown*, de modo de espera e de capacidade máxima conforme à norma ASHRAE 32.2. Após a conversão, os resultados mostraram que o equipamento convertido pode operar com capacidade de refrigeração superior e com consumo de energia similar em relação ao R134a para temperaturas ambientes de até 32 °C. O tempo *pulldown* sistema com R744 foi significativamente menor, em até 45%. Destaca-se que o tempo de abaixamento inicial do equipamento original era de até 3,5 h. Apenas para a temperatura ambiente elevada, 38 °C, o equipamento convertido apresentou um incremento no consumo de 35%, compensado pela maior capacidade de refrigeração encontrada, até 3 vezes maior, tudo comparado ao equipamento original.

ELBEL, VISEK e HRNJAK (2016) propuseram o uso de R290 e R744 (transcrito) para a conversão de um refrigerador de bebidas do tipo expositor de R134a com volume do espaço refrigerado de até 600 L. Destaca-se que ambos os protótipos, de R290 e de R744, foram projetados utilizando componentes convencionais (tubos capilares, trocadores de calor tubo-aleta etc.), mantendo custos de fabricação relativamente similares e, conseqüentemente, competitividade econômica com o refrigerador de R134a de linha. Para comparar o

desempenho dos refrigeradores foram realizados testes *pull-down* e de consumo de energia em regime cíclico à 30 °C. Conforme apresentado na Figura 2.19, os resultados mostraram que é possível construir refrigeradores operando com esses fluidos capazes de atingir eficiências similares às do R134a e com custo de fabricação levemente superior. Além disso, os autores destacaram que para a faixa de operação estudada, devido ao projeto similar do sistema, a opção mais simples de se adotar como refrigerante alternativo é o R290, desde que a carga de fluido não seja limitante para atingir determinada capacidade frigorífica. Por outro lado, a conversão de um equipamento para operar com R744 é menos viável, mais complexa e menos permissiva em relação ao projeto do equipamento, tendo como principal desvantagem a perda significativa de eficiência com o aumento da temperatura ambiente.

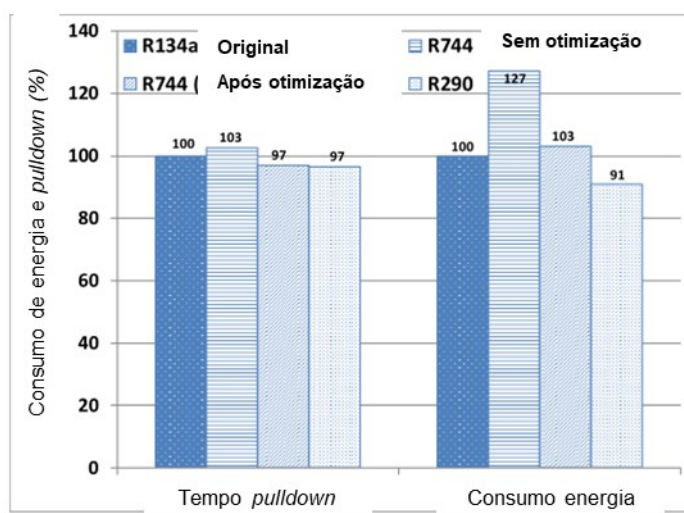


Figura 2.19 – Diagrama comparativo do consumo de energia em regime cíclico e de abaixamento de temperatura inicial para um refrigerador de bebidas do tipo expositor operando com R134a, R744 (transcrítico) e R290 (ELBEL; VISEK; HRNJAK, 2016).

SÁNCHEZ *et al.* (2022) recentemente estudaram experimentalmente diversos fluidos refrigerantes alternativos para substituir o R134a em um refrigerador de bebidas comercial de 440 L do tipo expositor vertical. No estudo, como fluidos de baixo GWP, foram utilizados o R152a, o R1234yf, o R290, o R1270, o R600a e o R744. A metodologia de análise consistiu em avaliar o desempenho do refrigerador à temperatura de 30 °C e à umidade relativa de 55%. Foram utilizados quatro compressores diferentes com diferentes deslocamentos volumétricos: (1) de 9,05 m³ para os fluidos R134a, R152a e R1234yf; (2) de 4,80 cm³ para os fluidos R290 e R1270; (3) de 14,28 cm³ para o fluido R600a; e (4) um de 1,10 cm³ para o fluido R744 (transcrítico). Para todos os fluidos foi utilizada um válvula de expansão termostática configurada para fornecer um superaquecimento útil de 9 K. Também, para todos os sistemas, foi determinada a carga de fluido refrigerante ótima para atingir o menor consumo

de energia no modo *stand-by*, a qual variou entre 120 e 140 g para os hidrocarbonetos, 240 e 271 g para os fluidos sintéticos e 510 g para o R744. Como pode ser observado na Figura 2.20 (a), todos os fluidos estudados apresentaram tempos de abaixamento de temperatura inicial similares. No entanto, uma redução significativa no consumo foi encontrada para os hidrocarbonetos, R290 (-34%) e R1270 (-26,4%) e para o R152a (-18,5%). Já para ao modo *stand-by*, o consumo foi reduzido em 27,5% e 26,3% para o R290 e R1270, respectivamente, seguido de 13,7% e 4%, para o R152a e o R744, e, por último, -1% para o R600a. O único fluido que apresentou um incremento no consumo foi o R1234yf, com um incremento de 4,1%. Para finalizar, os autores destacaram que os fluidos com maior potencial para substituir o R134a eram o R290 e o R1270, já que permitiam reduzir significativamente o consumo de energia do refrigerador de bebidas e com leves alterações no projeto do equipamento.

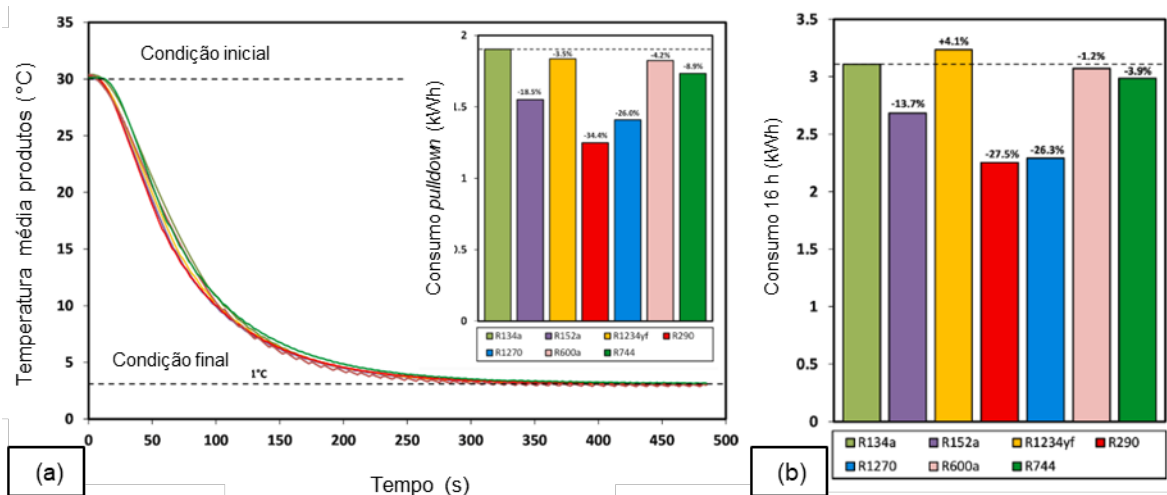


Figura 2.20 – (a) Teste de *pull-down* realizado em um refrigerador de bebidas (subquadro consumo de energia durante esse período) e (b) consumo de energia em modo *stand-by* para diferentes fluidos alternativos ao R134a (SÁNCHEZ *et al.*, 2022).

2.6. Refrigerador de bebidas em estudo

O refrigerador de bebidas em estudo foi desenvolvido com o principal objetivo de resfriamento de cerveja. Seguindo a classificação apresentada no item 2.1.1, o refrigerador de bebidas utiliza o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, de expansão direta e se encaixa no tipo de produto *premix*, na qual o equipamento possui apenas as funções de refrigerar e de extrair a bebida da embalagem. Esse tipo de refrigeradores pode ser amplamente encontrado em restaurantes, bares, praças de alimentação, eventos etc. devido ao seu baixo custo, reduzido tamanho e alta portabilidade. Conforme será apresentado, o

refrigerador de bebidas possui um funcionamento completamente diferente aos sistemas de banco de gelo e expositores verticais apresentados anteriormente.

O refrigerador de bebidas é composto pelos quatro componentes básicos do sistema de refrigeração, compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador e uma válvula solenoide na linha de líquido. O compressor mais utilizado para essa aplicação é do tipo alternativo e hermético, de alto torque de partida (HST) e de média (MBP) a baixa (LBP) pressão de sucção. A condensação do refrigerador de bebidas é realizada por meio de um condensador resfriado a ar, do tipo tubo-aleta de escoamento cruzado. A corrente de ar necessária para realizar a condensação é fornecida por um ventilador. O dispositivo de expansão utilizado é o tubo capilar, que por sua vez, é enrolado no tubo de sucção do compressor para formar um trocador de calor interno no sistema. No entanto, o tubo é apenas enrolado e sem algum tipo de solda, o que faz com que a sua efetividade seja extremamente baixa, gerando pouco impacto no desempenho do sistema. O evaporador do sistema é do tipo inundado, que no seu interior, possui um conjunto de serpentinas enroladas de forma helicoidal pelo qual circula a bebida que está sendo resfriada. A Figura 2.21 apresenta um diagrama esquemático com todos os componentes do tipo de refrigerador de bebidas em estudo.

A refrigeração da bebida se dá de forma direta ao manter imersas as serpentinas de aço inox no fluido refrigerante, a baixa temperatura e pressão, proveniente do dispositivo de expansão. A demanda de bebida refrigerada se dá de acordo com o consumo do usuário, o que faz com que seja necessário que o sistema possua um reservatório térmico, o qual permite que o sistema desligue quando não exista consumo e que ligue para manter a temperatura da bebida. O reservatório térmico do refrigerador de bebidas é composto por três principais componentes: (1) o calor latente de vaporização do refrigerante liquefeito armazenado no interior, (2) a massa de bebida que foi resfriada durante o ciclo em que o equipamento permaneceu ligado, por último, e, em menor proporção, (3) a massa de aço que constitui o evaporador que foi refrigerada de forma simultânea com a bebida. O controle liga/desliga do sistema se dá por meio de um pressostato automático conectado diretamente ao evaporador, que de acordo com a relação pressão-temperatura de saturação do fluido utilizado, desliga o compressor, o ventilador e a válvula solenoide à temperatura saturada desejada.

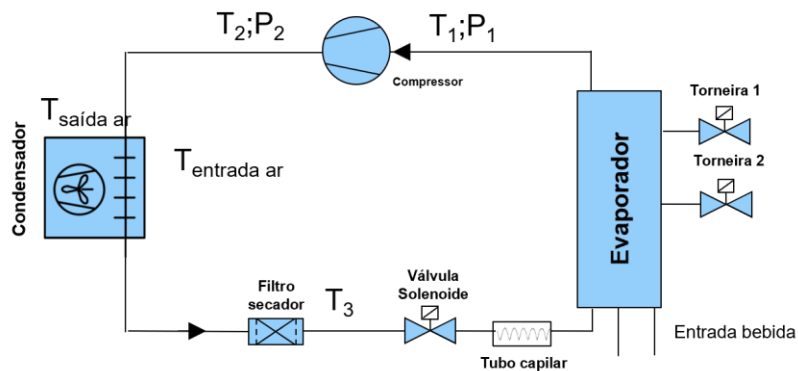


Figura 2.21 – Diagrama esquemático dos componentes do refrigerador de bebidas.

A válvula solenoide, do tipo normalmente fechada, localizada entre o dispositivo de expansão e o filtro secador, possui como principal função evitar a equalização das pressões de alta e baixa do sistema. Isto permite que seja mantida uma determinada quantidade de fluido refrigerante liquefeito à baixa temperatura durante o ciclo em que o sistema permanece desligado. Já que o sistema precisa partir sem a equalização das pressões, é necessário que o compressor utilizado nessa aplicação seja de alto torque de partida. O retorno ao compressor é um tubo de cobre em U o qual permite principalmente a admissão do refrigerante na fase gasosa, evitando assim o retorno direto de refrigerante líquido ao compressor. No entanto, para garantir o retorno do óleo lubrificante do compressor, na parte inferior do tubo em U, existe uma série de furos que permitem a admissão de uma pequena porção de líquido da parte superior do sistema, a qual possui uma concentração elevada de lubrificante. Ainda se destaca que, pelo uso do tubo capilar, como dispositivo de expansão, e pela válvula solenoide na linha de líquido, é necessário que o condensador possua o volume suficiente para alocar tamanha carga de fluido à temperatura máxima de operação do sistema caso exista o entupimento ou um mau funcionamento na válvula solenoide. O que acaba influenciando no superdimensionamento do condensador do sistema.

Nesse sentido, partindo do princípio de controle e operação desse tipo de refrigerador e para garantir o armazenamento térmico requerido, é necessário utilizar cargas de fluido refrigerante bem acima do convencionalmente utilizado na área de refrigeração comercial leve. No mercado atual existem refrigeradores de bebidas que operam com compressores desde 0,2 até 2,5 kW, os quais requerem de cargas que variam desde 0,8 até 6,0 kg, respectivamente. Isto faz com que a conversão desses refrigeradores para operar com fluidos refrigerantes de baixo GWP seja um desafio mesmo para os sistemas de menor capacidade, devido às limitações de carga existentes por conta da inflamabilidade (DIN, 2017). Os modelos comerciais existentes no país operam normalmente com os fluidos R22 e, recentemente, com o R134a. Esse último foi adotado em 2018 como uma solução temporária pelas empresas

fabricantes devido às limitações técnicas encontradas no processo de conversão para fluidos de baixo GWP, naturais ou sintéticos, as quais foram incentivadas pelo Ministério do Meio Ambiente (MMA) por meio da Etapa 2 do Programa Brasileiro de Eliminação dos Hidroclorofluorcarbonos (PBH) (MMA, 2011).

Conforme ilustrado na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, existem diversos refrigeradores bebida que podem ter mais de uma via, chegando até 4. Isto permite refrigerar mais de um tipo de bebida de forma simultânea. De acordo com a norma ASHRAE 32.2 (ASHRAE, 2018a), a capacidade de refrigeração desse tipo de bebidas é dado em função do número de bebidas abaixo de 4.4 °C extraídas a uma taxa pré-definida. No entanto, devido à falta de normas no Brasil, cada fabricante possui uma forma de avaliar essa capacidade e não existe equivalência direta no mercado nacional. A capacidade de refrigeração comercial é convencionalmente definida de duas formas: (1) teste de vazão contínua ou (2) o teste da vazão intermitente, ambos registrados em l h⁻¹. O teste (1), vazão contínua, é determinando a vazão máxima para a qual a máquina consegue fornecer uma queda de temperatura de aproximadamente 25 K na bebida, ou seja, a bebida entra a 25 °C e sai a 0 °C. Já no teste (2), vazão intermitente, é um teste que simula mais as condições reais de operação, no qual são realizadas extrações, V_c , em um intervalo de tempo determinado para encher um copo de volume pré-definido, t_a , e um tempo de espera entre cada extração, t_e , que varia em função da capacidade. A capacidade do sistema é estimada de acordo com a Eq. 2.8. Destaca-se que a temperatura de todas as bebidas extraídas durante esse teste deve ser inferior à uma temperatura máxima permissível.

$$\dot{V} = \frac{3,6 V_c}{t_a + t_e} \quad (2.8)$$

Diferente aos refrigeradores de bebidas apresentados anteriormente, banco de gelo e expositor vertical, o refrigerador de líquido em estudo possui como principal característica um tempo de diminuição inicial de temperatura baixo, de no máximo 15 min, para fornecer uma determinada quantidade de copos à temperatura de máxima permissível. Conforme se esperado, a capacidade de pico desse sistema é significativamente inferior quando comparado aos outros tipos de refrigeradores, no entanto, após ser atingida a capacidade de pico do sistema, a recuperação ocorre em um tempo inferior ao inicial.

CAPÍTULO III

Metodologia Experimental

Nesse capítulo será explicado detalhadamente o procedimento experimental utilizando para o desenvolvimento dessa tese. O Capítulo III está dividido em quatro partes: (1) distribuição da carga de fluido refrigerante em refrigeradores de bebida; (2) uma vez conhecido e analisado como o fluido é distribuído no sistema, com base na revisão bibliográfica apresentada no Capítulo I, será desenvolvido um refrigerador de bebidas de carga reduzida para operar com fluidos refrigerantes de baixo GWP; (3) serão estudadas as metodologias experimentais encontradas para reduzir o consumo de energia em esse tipo de refrigeradores; e (4) será realizada uma análise para quantificar as emissões dos refrigeradores de bebida.

3.1. Aparelho experimental

3.1.1. Avaliação do desempenho do sistema de refrigeração

Para medição do desempenho dos refrigeradores de bebida foi desenvolvido um aparelho experimental capaz de simular diversas condições ambientais e de operação, conforme apresentado na Figura 3.1. O aparelho é composto por quatro sistemas: o controle temperatura, o controle da temperatura de entrada da bebida, o sistema de controle de abertura e fechamento das válvulas e o sistema de controle e aquisição de dados.

Para avaliar o desempenho dos refrigeradores de bebida em diversos cenários, todos os ensaios foram realizados em uma bancada experimental localizada em uma sala com temperatura controlada. O aquecimento do ar é realizado por um banco de resistências localizadas na frente do sistema de condicionamento de ar da sala. Todos os controles aplicados para manter e variar esses parâmetros são do tipo liga/desliga.

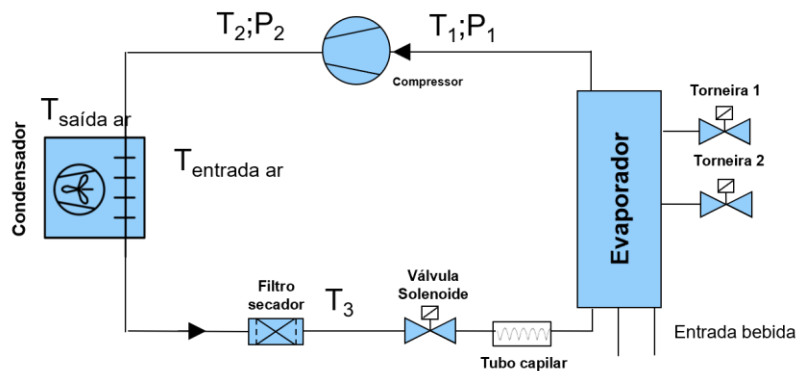


Figura 3.1 Diagrama esquemático da bancada experimental.

O sistema de controle de temperatura de entrada da bebida é composto por um banho termostático e um sistema de recirculação. O banho termostático possui um sistema de refrigeração, um reservatório de mistura água-etanol, uma bomba misturadora, e uma resistência de 3 kW, a qual permite controlar a temperatura da mistura com uma variação máxima de até 0,2 °C ao longo dos testes. A circulação da mistura água/etanol (AE) ao refrigerador de bebidas é realizada pela própria bomba de recirculação. A mistura de teste é forçada a passar através da serpentina do refrigerador de bebida pela pressão da bomba. Parte desse escoamento é desviado ao reservatório novamente com o intuito de homogeneizar a temperatura da mistura no seu interior e, assim, evitar variações de temperatura ao longo do teste. A mistura de teste que retorna do refrigerador de bebidas volta ao banho termostático por gravidade para ser homogeneizada no reservatório do banho termostático e novamente estar disponível para fornecer ao equipamento.

As válvulas solenoides foram instaladas no bocal de saída da bebida do refrigerador para simular extrações e, assim, analisar o comportamento transitório do sistema. O número de solenoides a serem instaladas irá depender do número de vias que o sistema irá operar, que, para refrigeradores de bebidas de expansão direta o mais comum é encontrar equipamentos de 1 até 4 vias. No entanto, para o aparelho experimental utilizado nessa pesquisa é limitado para equipamentos de até 2 vias. Já para sistemas que utilizam banca de gelo ou reservatórios de glicol, o número de vias pode ser maior. A bancada experimental também possui a capacidade de realizar experimentos em regime permanente ao substituir as válvulas solenoides por válvulas reguladoras de fluxo.

Para medição de todas as temperaturas do sistema de refrigeração foram utilizados sensores termopares tipo T. Para controle e monitoramento das temperaturas do banho termostático e do reservatório de água foram utilizados sensores do tipo PT-100. A temperatura ambiente é monitorada através de termopares localizados na saída do condicionador de ar sala. Sensores de pressão do tipo piezo resistivos foram utilizados para

medição das pressões de alta (SPKT0031D0, CAREL) e baixa (SPKT0021D0, CAREL) do sistema de refrigeração. Dois medidores de vazão do tipo Coriolis foram utilizados para medir a vazão de fluido refrigerante (RHM03-4FSIPN, METROVAL) e da linha da mistura AE (RHM06-4FSIPN, METROVAL). A medição da corrente (9246, NI) e da tensão (9242, NI) do refrigerador de bebidas foram medidas diretamente pelo sistema de aquisição de dados.

Para aquisição dos sinais fornecidos pelos sensores foi utilizado um sistema de aquisição de dados compacto (cDAQ-9178, NI). Para realizar o controle dos atuadores da bancada experimental, aquecedores elétricos, sistemas de refrigeração, válvulas solenoide etc. foi utilizado um módulo de saídas digitais (9263, NI). A lista de módulo de para medição dos sensores da bancada experimental estão listados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Módulos de medição acoplados ao sistema de aquisição.

Sensor	Módulo	Faixa de medição*
Termopar	NI 9213	-40 – 70 °C
Pressão	NI-9207	± 20 mA
Vazão	NI-9207	± 10 V
Corrente	NI-9246	± 22 A
Tensão	NI-4242	± 250 V

*Faixa de medição das grandezas elétricas.

3.1.2. Determinação da mistura água/etanol para teste

Os refrigeradores de bebidas, escopo dessa pesquisa, são destinados à refrigeração de cerveja para consumo direto. Principalmente, no Brasil, a cerveja é consumida a temperaturas mais baixas, mais próxima a 0 °C. Esse cenário diferencia-se significativamente quando comparado com países de outros continentes como a Europa, na qual a cerveja é servida entre 4 e 12 °C. Nesse sentido, os refrigeradores são projetados para operar em temperaturas positivas, o que permite que a bebida possa ser facilmente simulada com água durante a realização de experimentos sem necessidade de lidar com problemas de congelamento nas serpentinas no evaporador.

Em estudo publicado (MIEDL; BAMFORTH, 2004) foi reportado que a temperatura de congelamento da cerveja depende apenas de dois fatores, a fração mássica de álcool, A , e da gravidade específica do mosto, E . De acordo com os autores, o ponto de congelamento, T_f , da cerveja pode ser calculado utilizando a Eq. 3.1. Destaca-se que a gravidade específica original do mosto pode ter valores entre 1,035 e 1,060, o que levaria a pontos de congelamento mínimo de até -1 °C para uma cerveja com concentração de álcool de ~6%.

$$T_f = -0,42 A + 0,04 E + 0,2 \quad (3.1)$$

No mesmo estudo foi reportado que o valor que pode ser calculado pela Eq. 3.1 é muito alto em relação ao ponto de congelamento observado experimentalmente pelos autores, os quais variam a temperatura de armazenamento até $-2,5 \text{ }^\circ\text{C}$, sem atingir o congelamento da bebida. Por outro lado, TANAKA e SAKUMA (1999), no seu estudo para determinar a formação de precipitados a baixa temperatura, demonstraram experimentalmente que o ponto de congelamento de diversas cervejas japonesas e americanas encontra-se entre -7.1 e $-13.8 \text{ }^\circ\text{C}$. Além disso, os autores reportaram que o fenômeno de super congelamento esteve presente em todas as cervejas comerciais analisadas, temperaturas inferiores ao ponto de congelamento em estado líquido. No entanto, durante o estado de super congelamento a bebida se encontra em um estado de equilíbrio molecular sensível, que caso esteja sujeita a qualquer perturbação do equilíbrio, seja mecânica ou térmica, será iniciado o processo de mudança de fase para o estado sólido.

Para o desenvolvimento dessa pesquisa foi adotado como ponto de congelamento da cerveja a temperatura de $-2,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Esse valor a adotado é considerado conservador para evitar o congelamento das serpentinas e, ao mesmo tempo, representar significativamente a bebida durante o processo de refrigeração. Esse ponto de congelamento pode ser atingido utilizando uma mistura de água-etanol (AE) mantendo simultaneamente as propriedades termofísicas similares às da bebida. A Figura 3.2 apresenta o ponto de congelamento da mistura AE em função da fração mássica, ϕ_m e da concentração volumétrica, ϕ_{vol} . A mistura foi formulada à temperatura de $15 \text{ }^\circ\text{C}$ à fração mássica de 6%. Para fins de monitoramento e manutenção da concentração determinada foi utilizada a concentração volumétrica a qual possui uma relação matemática com a volumétrica dada pela Eq. 3.2 (WALLER; STRANG, 1996). Em que ρ_{AE} e ρ_{etanol} representam as massas específicas da mistura AE à fração mássica desejada e do etanol, respectivamente, sendo ambos à temperatura de $15 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\phi_{vol} = \phi_m \rho_{AE} \rho_{etanol}^{-1} \quad (3.2)$$

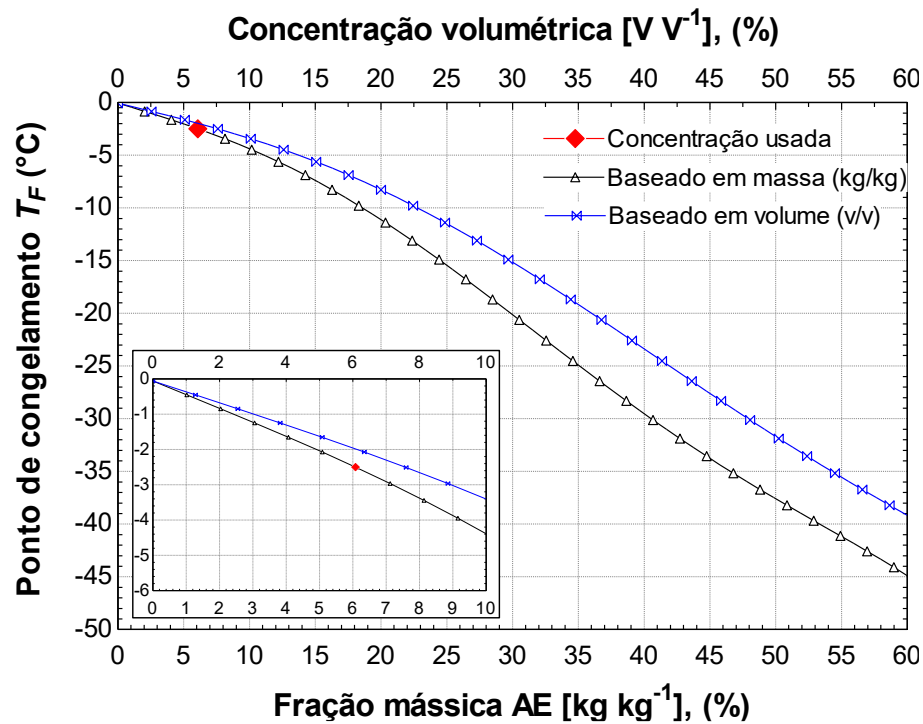


Figura 3.2 Gráfico da temperatura de fusão em função da concentração mássica e volumétrica de álcool. Fonte: (KLEIN; NELLIS, 2014).

3.2. Tipos e condições de teste

O desempenho dos refrigeradores de bebidas pode ser analisado nos dois regimes de funcionamento, em regime permanente e transiente. Cada um desses tipos de teste consegue representar e conhecer diversas características do sistema, conforme será explicado a seguir. Destaca-se que todas as propriedades termodinâmicas e termofísicas dos fluidos refrigerantes foram calculadas utilizando o software CoolProp (BELL, I. H. *et al.*, 2014).

3.2.1. Condições de teste

As condições ambientais de teste propostas pela norma ASHRAE 32-2-2018 e são listadas na Tabela 3.2. No entanto, durante a realização dos testes a umidade relativa não foi controlada, devido às limitações da bancada experimental.

Tabela 3.2 – Condições de teste para refrigeradores de bebida (ASHRAE, 2018a).

Condição de teste	Temperatura ambiente (°C)	Umidade relativa (%)	Temperatura de entrada bebida (°C)
Padrão (A)	23,9 ± 1	45 ± 5	23,9 ± 1

Alta temperatura (B)	32,2 ± 1	75 ± 5	32,2
Temperatura extrema	40 ± 1	75 ± 5	40 ± 1

3.2.2. Metodologia de teste em regime permanente

A metodologia de teste em regime permanente consiste em analisar todas as variáveis medidas no sistema uma vez que são imutáveis no tempo. A carga térmica do ensaio é imposta ao equipamento pelo escoamento da mistura AE a uma temperatura de entrada conhecida, de 8 e 25 °C. A vazão mássica que circula pelo evaporador é controlada de forma que na saída do equipamento seja atingida a temperatura desejada, na qual foram utilizados valores de temperaturas de saída entre 0 e 3 °C. Dessa forma, a vazão mássica encontrada durante o ensaio é definida como sendo a capacidade máxima para essa condição.

A capacidade de refrigeração, \dot{Q}_{ev} , do refrigerador de bebidas é calculada a partir da Eq. 3.3. Em que \dot{m} e C_p representam a vazão mássica medida e o calor específico à pressão constante calculado à temperatura média. Já T_{ent} e T_{sai} representam as temperaturas de entrada e saída do evaporador da mistura AE, respectivamente.

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m} C_p (T_{ent} - T_{sai}) \quad (3.3)$$

O coeficiente de desempenho do sistema, COP , é definido como a relação entre a capacidade de refrigeração e a potência total consumida pelo sistema, e pode ser calculado por intermédio da Eq. 3.4.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{W}} \quad (3.4)$$

O subresfriamento, SC , e o superaquecimento, SH , são calculados, respectivamente, através das Eq. 3.5 e 3.6. Nas equações, T_{CD} e T_{EV} representam as temperaturas de condensação e de evaporação determinadas através das pressões medidas nas linhas de alta, P_2 , e de baixa, P_1 , do sistema. T_3 representa a temperatura na saída do condensador e T_1 a temperatura na saída do evaporador.

$$SC = T_{CD} - T_3 \quad (3.5)$$

$$SH = T_1 - T_{EV} \quad (3.6)$$

Assume-se que a condição de regime permanente é atingida uma vez que todas as variáveis controladas e medidas possuem oscilam dentro de uma range máxima de 5% ao longo do tempo (ANTUNES, 2015). O procedimento para realizar um teste em regime permanente é apresentado abaixo:

- Checar o nível do reservatório, caso esteja baixo, completar com água ou álcool para manter fração mássica da mistura AE em 6%;
- Substituir a válvula solenoide por válvulas reguladoras de vazão;
- Instrumentar o equipamento a ser testado com os termopares e os sensores de pressão;
- Configurar a temperatura da sala desejada e aguardar a estabilização por intermédio da interface gráfica do sistema de aquisição de dados;
- Configurar a temperatura desejada no controle do banho termostático para as condições de teste requeridas e aguardar estabilizar a temperatura do banho;
- Selecionar o *set-point* do controle de temperatura do banho para as condições de teste para atingir a temperatura de entrada da mistura AE ao evaporador;
- Reajustar o controlador de temperatura do equipamento para ele não desligar durante o processo;
- Abrir totalmente as torneiras de saída do fluido secundário e ir fechando gradativamente até atingir a temperatura de saída desejada;
- Esperar estabilizar o sistema;
- Iniciar o teste pressionando o botão iniciar/abortar teste no painel frontal do programa de aquisição de dados e após finalizar.

3.2.3. Metodologia de ensaio em regime transiente

A metodologia de ensaio em regime transiente tem uma importância muito grande no desenvolvimento e caracterização do desempenho desse tipo de refrigeradores, uma vez que eles operam na maior parte do seu tempo nesse regime. No qual, a extração de bebida ocorre de forma intermitente e é realizado por volumes padrão. Por intermédio desse tipo de ensaio é possível analisar a evolução ao longo do tempo as variáveis mais importantes do sistema. A norma ASHRAE 32-2 propõe cinco tipos de testes: (1) o *Stand-by*, (2) o de capacidade de padrão, (3) o de capacidade de pico, (4) o *pull-down* e (5) o de extração de bebida ocasional. Para o desenvolvimento dessa tese serão utilizados apenas os tipos de teste (1) *stand-by*, (3) capacidade de pico e (5) *pull-down*, com os quais é possível determinar todos os parâmetros necessários para caracterização do sistema. Todos esses ensaios devem ser feitos nas condições de teste apresentadas na Tabela 3.2.

O teste de capacidade de pico (3) é realizado conectando o refrigerador de bebidas à saída de mistura AE do reservatório que vem do banho termostático, monitorado pela temperatura T_8 , a qual varia de acordo com a condição de teste. As extrações de bebida são realizadas por válvulas solenoides instalados na saída da bebida do evaporador e controladas pelo sistema de aquisição de acordo com a taxa de extração, D_r , definida pelo fabricante do equipamento em bebidas por minuto. As extrações são definidas e implantadas na automação da bancada experimental de acordo com o tempo de abertura da válvula solenoide (t_a), o tempo de espera entre extrações (t_e), o número de extrações (n_b), o número de ciclos de extrações (n_c) e o tempo entre ciclos (t_c). Com o intuito de acelerar os testes, no algoritmo que controla as válvulas foi adicionado um tempo inicial (t_{pd}) em que as válvulas permanecem fechadas aguardando o equipamento de refrigeração realizar o primeiro ciclo. O tempo t_{pd} permite que em um mesmo teste sejam realizados e posteriormente analisados os ensaios (3) e (5). Nesse sentido, a vazão nominal de teste, \dot{V} , aplicada durante o ensaio pode ser calculada através da Eq. 3.7 abaixo.

$$\dot{V} = \frac{3,6 V_b n_b}{[n_b(t_a+t_e) + t_c]} \quad (3.7)$$

Na equação, V_b representa o volume da bebida a ser extraída ml e 3,6 representa um fator de conversão ml s^{-1} para L h^{-1} . Essa vazão de teste é definida como sendo a nominal do equipamento quando a temperatura de todas as bebidas extraídas permanece abaixo do valor de temperatura de bebida padrão, T_{bp} , que foi assumida como $4,0 \text{ }^\circ\text{C}$ para essa pesquisa. A Figura 3.3 apresenta a sequência de abertura da válvula solenoide para um equipamento de duas torneiras para simular a extração da bebida. Destaca-se que para equipamentos de mais de uma via, a sequência de extração deve ser realizada de forma alternada (ASHRAE, 2018a).

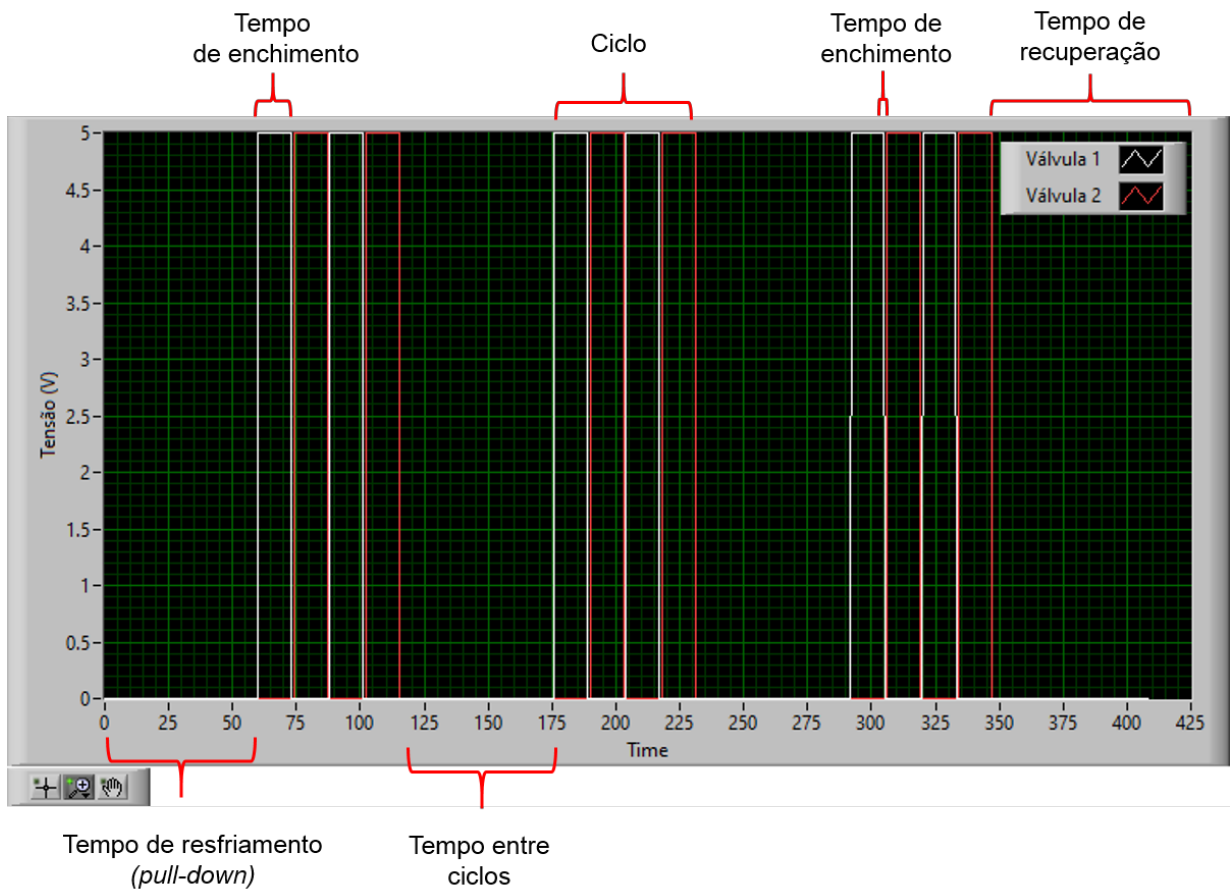


Figura 3.3 – Sequência de abertura das válvulas solenoide para simular a extração da bebida.

Após realizados os testes, pode ser feita a redução dos dados para determinação dos principais parâmetros a serem analisados para avaliar o desempenho do refrigerador de bebida. A temperatura máxima de saída, T_{bp} , é utilizada para caracterizar se o tempo inicial de resfriamento é o necessário para fornecer um copo à uma temperatura pré-definida. A temperatura máxima de saída adotada foi de 4,0 °C. Devido ao comportamento dinâmico do refrigerador foi definida uma temperatura média de saída. Essa média é realizada apenas com os valores de temperatura de saída em que a válvula permanece aberta durante o teste. Nesse sentido, pode ser estimada uma temperatura média de saída para cada torneira. A temperatura média de saída, T_{avg} , pode ser representada de forma matemática na Eq. 3.8.

$$T_{avg} = \frac{\sum_{i=0}^n T\{i\} \delta\{i\}}{\sum_{i=0}^n \delta\{i\}} ; \delta(i) = \begin{cases} 0 & H(i) > 0 \\ 1 & H(i) = 0 \end{cases} \quad (3.8)$$

Em que $T\{i\}$ representa o valor de temperatura no instante i , n representa o número de dados, $H\{i\}$ é a tensão, em V, de abertura da torneira no instante i . Já $\delta\{i\}$ é uma função indicadora que permite levar em consideração apenas os valores de temperatura em que a torneira se

encontra aberta. Esse parâmetro, além de funcionar para caracterizar o refrigerador, pode ser utilizado para identificar se existem diferenças de temperatura significativas entre as torneiras do evaporador. O número de bebidas pode ser determinado derivando o sinal discreto de abertura da válvula, $H\{i\}$, em relação ao tempo. Nesse sentido, se tivermos um Δt igual a 1, os instantes de tempo em que a $\frac{dH(i)}{dt}$ seja igual a 5 indicará que houve uma mudança do estado da torneira de fechado, 0 V, para o estado aberto, 5 V, e quando a derivada for igual a -5 V, indicará que a torneira passou do estado aberto, 5 V, para o estado fechado, 0 V. Assim, utilizando esse princípio é possível determinar matematicamente o número de extrações a partir dos dados coletados, conforme a Eq. 3.9.

$$n_b = \sum_{i=0}^n \delta(i) ; \delta(i) = \begin{cases} 0 & \frac{dH(i)}{dt} \neq 5 \\ 1 & \frac{dH(i)}{dt} = 5 \end{cases} \quad (3.9)$$

A temperatura de cada bebida é representada por um vetor, $T_b\{j\}$, com n_b elementos. Foi desenvolvido um algoritmo para que a partir de $\frac{dH(i)}{dt}$ sejam determinados os tempos de abertura e fechamento de cada extração, assim, é possível aplicar um estimador estatístico dentro da janela de tempo em que torneira permanece aberta e estimar a temperatura da de cada bebida. O estimador estatístico utilizado foi a média dos valores amostrados de temperatura durante a extração da bebida.

O consumo de energia do equipamento é calculado integrando o histórico da potência consumida durante o teste. Para estimar a integral da potência é realizado o somatório dos produtos de todos os valores discretos medidos de potência pela taxa de aquisição utilizada. O cálculo da energia consumida durante o teste, E_t , é realizado utilizando a Eq. 3.10.

$$E_t = \frac{\sum_{i=0}^n P\{i\} \Delta t}{1000} \quad (3.10)$$

Em que E_t é a energia consumida pelo equipamento em J, $P\{i\}$ é o sinal de potência, n é o número de dados do teste e Δt é o diferencial de tempo em segundos. O consumo de energia diário no modo de espera E_{SB} e nominal E_N foram calculados utilizando as equações Eq. 2.2 e Eq. 2.3, respectivamente.

A taxa de operação é definida como o tempo em que o equipamento permanece ligado durante um ciclo de operação. De acordo com Gonçalves et al. (2008), esse parâmetro está relacionado diretamente com o consumo de energia do equipamento e, conseqüentemente, com a sua eficiência. O cálculo da taxa de operação, τ , é realizado por intermédio da Eq. 3.11.

$$\tau = \frac{t_{on}}{t_{on} + t_{off}} \quad (3.11)$$

Em que t_{on} e t_{off} representam, respectivamente, os tempos em que o equipamento permanece ligado e desligado. Utilizando os dados obtidos durante o teste, a taxa de operação pode ser calculada utilizando a Eq. 3.12.

$$\tau = \frac{\sum_{i=0}^n \delta\{i\} \Delta t}{\sum_{i=0}^n \Delta t}; \quad \delta\{i\} = \begin{cases} 0 & P\{i\} \leq 100 \\ 1 & P\{i\} > 100 \end{cases} \quad (3.12)$$

Em que Δt representa o diferencial de tempo em segundos. Por ser uma variável de rápida resposta, a potência aparente, $P\{i\}$, foi utilizada para acionar a função indicadora, $\delta\{i\}$, e assim realizar o somatório de intervalos de tempo em que o equipamento permaneceu ligado.

O procedimento para iniciar um ensaio em regime transiente é descrito abaixo:

- Checar o nível do reservatório, caso esteja baixo, completar com água ou álcool para manter fração mássica da mistura AE em 6%;
- Instrumentar o equipamento a ser testado com os termopares e os sensores de pressão;
- Configurar a temperatura da sala desejada e aguardar a estabilização por intermédio da interface gráfica do sistema de aquisição de dados;
- Configurar a temperatura desejada no controle do banho termostático para as condições de teste requeridas e aguardar estabilizar a temperatura do banho;
- Gerar a curva de abertura e fechamento das válvulas de saída da mistura AE em função dos parâmetros t_a , t_e , t_c , n_b , e t_{pd} , e carregar no sistema de aquisição de dados de acordo com as condições a serem testadas;
- Ligar o equipamento na tomada e esperar desligar até atingir o *set-point* (0 °C) para medição do volume da extração, caso não seja obtido o volume desejado, ajustar a válvula reguladora de vazão até atingir o volume requerido.
- Abrir a válvula solenoide do sistema de refrigeração do equipamento em teste para equalizar as pressões;
- Abrir as torneiras de saída da mistura AE durante 20 minutos para o sistema de expansão inundada e 80 minutos⁴ para o sistema de carga reduzida. Esta ação

⁴ Esse tempo de aquecimento é o mínimo necessário para homogeneizar a temperatura dentro do evaporador e, assim, não ter influência pelo acúmulo de energia entre dois testes consecutivos.

permite retirar toda a carga térmica presente no equipamento, este tempo pode variar de acordo com as dimensões do evaporador a ser testado;

- Após decorrido o tempo de aquecimento do evaporador, fechar as torneiras e a válvula solenoide;
- Conectar o resfriador de bebidas à rede elétrica e, simultaneamente, apertar o botão de iniciar teste;

3.3. Procedimento de carga de fluido refrigerante

A carga dos refrigeradores de bebidas foi realizada seguindo as boas práticas de refrigeração mais utilizadas. Devido a que os dois sistemas analisados nesse trabalho possuem cargas de fluido refrigerante com ordem de grandeza diferente, o procedimento de carga de fluido refrigerante foi realizado utilizando instrumentos e seguindo procedimentos diferentes.

3.3.1. Sistema de expansão inundada

Conforme mencionado no item 2.6., os refrigeradores de bebida que utilizam evaporador inundado operam com cargas de fluido refrigerante elevadas, partindo de 900 a 7000 g. O procedimento de carga inicia-se evacuando o sistema com uma bomba de vácuo de duplo estágio de 7,5 CFM (90067, MASTERCOOL) até atingir a pressão interna de 300 microns (39,9 Pa), o qual foi medido por intermédio de micro vacuômetro. A carga de fluido refrigerante foi medida utilizando uma balança com resolução de ± 5 g (2096/III, TOLEDO) e controlada com um conjunto *manifold* (557, TESTO). Para agilizar o procedimento de carga, o sistema foi carregado por líquido. Durante o período de testes todas as mangueiras do sistema foram mantidas acopladas para manter sempre constante a quantidade de fluido contida nas mangueiras durante o processo de adição e redução de carga, evitando assim algum tipo de erro sistemático durante os experimentos.

3.3.2. Sistema de expansão direta

Conforme será apresentado posteriormente, para os refrigeradores de bebidas que operam com cargas significativamente inferiores, na ordem de grandeza de 100 g, foi necessário trabalhar com instrumentos com menores faixas de medição e de maior resolução. Durante os testes iniciais foi utilizada uma balança semi-analítica com resolução de $0,001 \pm g$ e fundo de escala de 500 g (BK500, GEAAKA). Durante o processo de acréscimo ou decréscimo de carga as mangueiras foram substituídas por tubos capilares com diâmetro

0,080" (2,03 mm) e, de forma similar ao item 3.3.1, foram mantidos acoplados ao sistema durante os testes.

Durante os testes foi evidenciado que o nível de vácuo permissível de 300 mícron Hg (39,3 Pa) influencia significativamente no desempenho do equipamento, isto se deve à elevada solubilidade do R290 com os óleos lubrificantes dos compressores. A influência do nível de vácuo é evidenciada através Figura 3.4, que apresenta o *pulldown* de um refrigerador de bebida após ter sido injetada a mesma carga, 150 g, com níveis de vácuo diferentes, 300 e 70 mícron Hg (9,3 Pa). Nesse sentido, foi definido o nível de vácuo mínimo para iniciar o processo de carga de fluido refrigerante para o valor de 9,3 Pa. Isto permite eliminar algum tipo de erro experimental ocasionado pela massa de fluido refrigerante residual entre dois testes consecutivos.

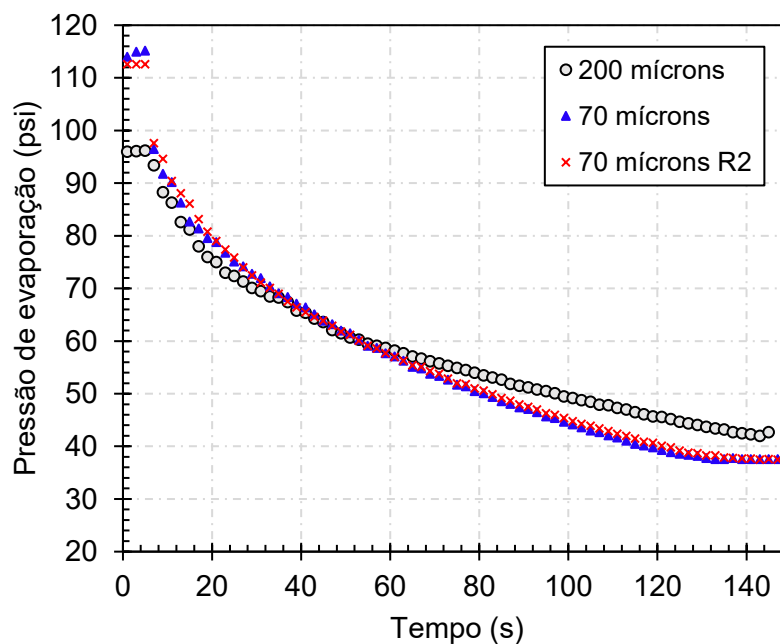


Figura 3.4 – Efeito do nível de vácuo no tempo de *pulldown* equipamento.

3.4. Avaliação do impacto ambiental

A avaliação dos impactos ambientais foi quantificada utilizando a metodologia *TEWI* (do inglês: *Total Equivalent Warming Potential*). Esse método considera os efeitos diretos (ED_{CO_2}), ocasionados pela liberação do fluido refrigerante à atmosfera durante toda a vida útil do equipamento, e também os efeitos indiretos (EI_{CO_2}), produtos da geração de energia elétrica que é consumida pelo sistema (PANATO, VICTOR HUGO, 2020). O *TEWI* é calculado de acordo com a Eq. 3.13.

$$TEWI = ED_{CO_2} + EI_{CO_2} \quad (3.13)$$

Em que ED_{CO_2} e EI_{CO_2} representam as emissões diretas e indiretas de CO_2 , as quais podem ser estimadas respectivamente através das Eq. 3.14 e 3.15.

$$ED_{CO_2} = m_{ref} L_{rate} V_{\acute{u}til} GWP + m_{ref} GWP (1 - \alpha_{Recovery}) \quad (3.14)$$

$$EI_{CO_2} = E_{anual} V_{\acute{u}til} E_{CO_2G} \quad (3.15)$$

Em que m_{ref} representa a massa de fluido refrigerante em kg; L_{rate} representa a taxa de vazamentos anual, ou em outras palavras, a reposição percentual de fluido. $V_{\acute{u}til}$ é a vida útil estimada do equipamento. $\alpha_{recovery}$ representa a fração de fluido recuperada ao final da vida útil do equipamento dada de forma percentual. Por último, E_{anual} e E_{CO_2G} representam a energia elétrica anual consumida em kWh e a emissão de CO_2 . Sendo esse último parâmetro altamente influente na avaliação das emissões, já que depende diretamente da matriz energética do país em que o sistema de refrigeração irá operar.

3.5. Incertezas de medição

As incertezas expandidas associadas às medições foram estimadas combinando a incerteza fornecida pelo fabricante e o desvio padrão a partir de 3 réplicas realizadas às mesmas condições de teste. As medições foram reportadas considerando um intervalo de confiança de 95%. A incerteza para as variáveis foi calculada utilizando a lei de propagação de erros, a qual é descrita pela Eq. 3.16 (MOFFAT, 1988)

$$U_Y = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial Y_i}{\partial X_i} U_{X_i} \right)^2} \quad (3.16)$$

Na Eq. 3.16 X_i e Y_i são, respectivamente, as variáveis medidas e calculadas. U_{X_i} e U_{Y_i} representam as incertezas de medição das medições e das variáveis estimadas, respectivamente. Já as incertezas relacionadas com as propriedades termodinâmicas foram calculadas utilizando a base de dados do *CoolProp* (BELL, I. H. *et al.*, 2014) e o procedimento proposto por APREA, CIRO, DE ROSSI e MASTRULLO (1997). A Tabela 3.3 apresenta as incertezas associadas às variáveis medidas e propagadas.

Tabela 3.3 – Incertezas de medição.

Variável	Sensor	Incerteza
Temperatura	Termopar tipo J	$\pm 0,7 \text{ }^\circ\text{C}$
Pressão de evaporação	Transdutor piezoresistivo	$\pm 0,7 \%$
Pressão de condensação	Transdutor piezoresistivo	$\pm 1,6 \%$
Vazão de fluido refrigerante	Medidor de vazão coriolis	$\pm 0,8 \%$
Vazão de água	Medidor de vazão coriolis	$\pm 0,8 \%$
Potência	Analisador de potência	$\pm 2,0 \%$
Carga de fluido refrigerante	Balança	$\pm 5,0 \text{ g}$
Carga de fluido refrigerante	Máquina de carga	$\pm 0,1 \text{ g}$
Temperatura de evaporação	Calculada	$\pm 1,6 \%$
Pressão de evaporação	Calculada	$\pm 1,6 \%$
Capacidade de refrigeração	Calculada	$\pm 4,5 \%$
COP	Calculada	$\pm 5,5 \%$

CAPÍTULO IV

ANÁLISE DOS RESULTADOS

Conforme mencionado no item 3.4, as emissões de CO₂ de um sistema de refrigeração dependem, principalmente, da carga de fluido refrigerante e do consumo de energia do compressor. Nesse sentido, foram avaliadas duas metodologias para reduzir a carga de fluido, sendo a primeira, uma abordagem em que o equipamento é analisado em regime permanente e, a segunda, em regime transiente. Destaca-se que ao longo desse trabalho foram analisados diferentes modelos de refrigeradores de bebidas, os quais serão apresentados no texto.

4.1. Análise do desempenho e redução das emissões

4.1.1. Metodologia em regime permanente

Essa abordagem foi aplicada em um refrigerador de bebidas de expansão direta com capacidade nominal de 25 L h⁻¹. A carga de fluido refrigerante nominal do equipamento é de 1620 g de R-134a.

Foi realizada uma série de testes variando a carga de fluido refrigerante de 1 até 1,7 kg. Todos os testes foram realizados à temperatura ambiente de 30 °C, com o intuito de simular a sua operação nas condições ambiente mais prováveis. A temperatura ambiente foi avaliada em apenas um nível devido à que essa é uma variável que não influencia significativamente na carga ótima do sistema (POGGI *et al.*, 2008). A temperatura de entrada da bebida foi avaliada em dois níveis à 8 e 25 °C, os quais correspondem à duas formas em que o refrigerador de bebidas pode ser aplicado: (i) aplicação direta e (ii) aplicação com pré-resfriador. Na aplicação (i), o refrigerador de bebidas é utilizado para refrigerar a bebida da temperatura ambiente até uma temperatura próxima à 0 °C. Na aplicação com pré-resfriador (ii), é acoplado um equipamento que permite refrigerar a bebida da temperatura ambiente até um valor entre 8 e 12 °C na entrada do refrigerador, isto permite atingir capacidades de pico maiores do que a nominal do equipamento. Essa aplicação é muito utilizada em festas, feiras, bares etc., principalmente, em lugares em que o equipamento não irá ser instalado permanentemente.

A Figura 4.1 apresenta o efeito da carga de fluido refrigerante na temperatura de evaporação do refrigerador de bebidas. Conforme pode ser observado na figura, a temperatura de evaporação aumenta conforme aumenta a carga de fluido refrigerante. A máxima temperatura de evaporação, de $-2,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, pode ser encontrada para a carga de fluido refrigerante de 1,6 kg, aproximadamente a carga utilizada pelo fabricante do equipamento. A mínima temperatura de evaporação, de $-7,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, foi encontrada à mínima carga avaliada, de 1,1 kg. Para esse tipo de equipamentos, nos quais é necessário refrigerar bebidas até temperatura próximas do ponto de congelamento, recomenda-se trabalhar com a maior temperatura de evaporação possível. Foi determinado experimentalmente que temperaturas abaixo de $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ podem ocasionar congelamento da bebida no interior da serpentina, e conseqüentemente, contar como uma falha do equipamento.

Outro parâmetro importante para a operação desses equipamentos é o superaquecimento, apresentado na Figura 4.2 em função da carga de fluido refrigerante. O superaquecimento possui um comportamento oposto à temperatura de evaporação com o aumento da carga de fluido, os quais possuem uma relação inversamente proporcional. O maior superaquecimento medido foi de $\sim 10\text{ K}$ para a carga de fluido de 1,1 kg. Já o mínimo valor observado foi abaixo de 1 K, no qual é provável que exista retorno de líquido (BOENG, 2012). Por se tratar de um sistema com expansão inundada o superaquecimento é um parâmetro que deve ser analisado de forma minuciosa, já que dele depende o retorno do óleo ao compressor. Um superaquecimento muito elevado evitaria com o vapor de gás consiga transportar o óleo de volta ao compressor, por outro lado, um superaquecimento muito baixo, poderá colocar em risco o funcionamento do compressor.

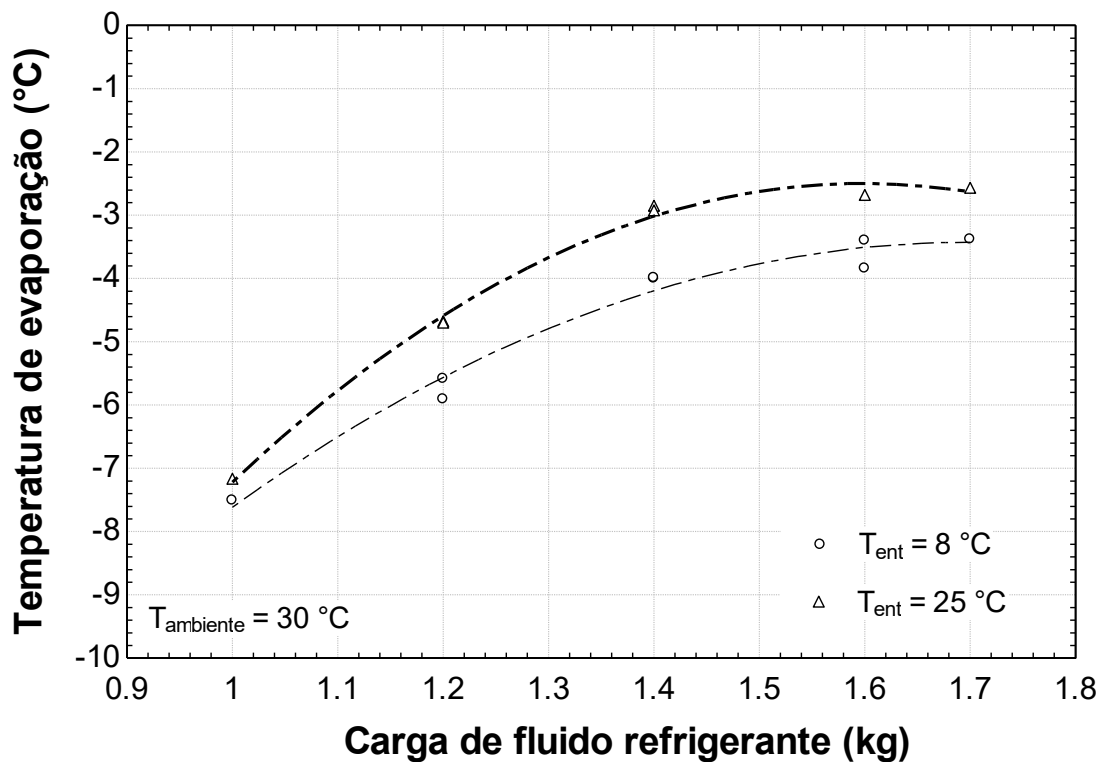


Figura 4.1 – Temperatura de evaporação em função da carga e fluido refrigerante

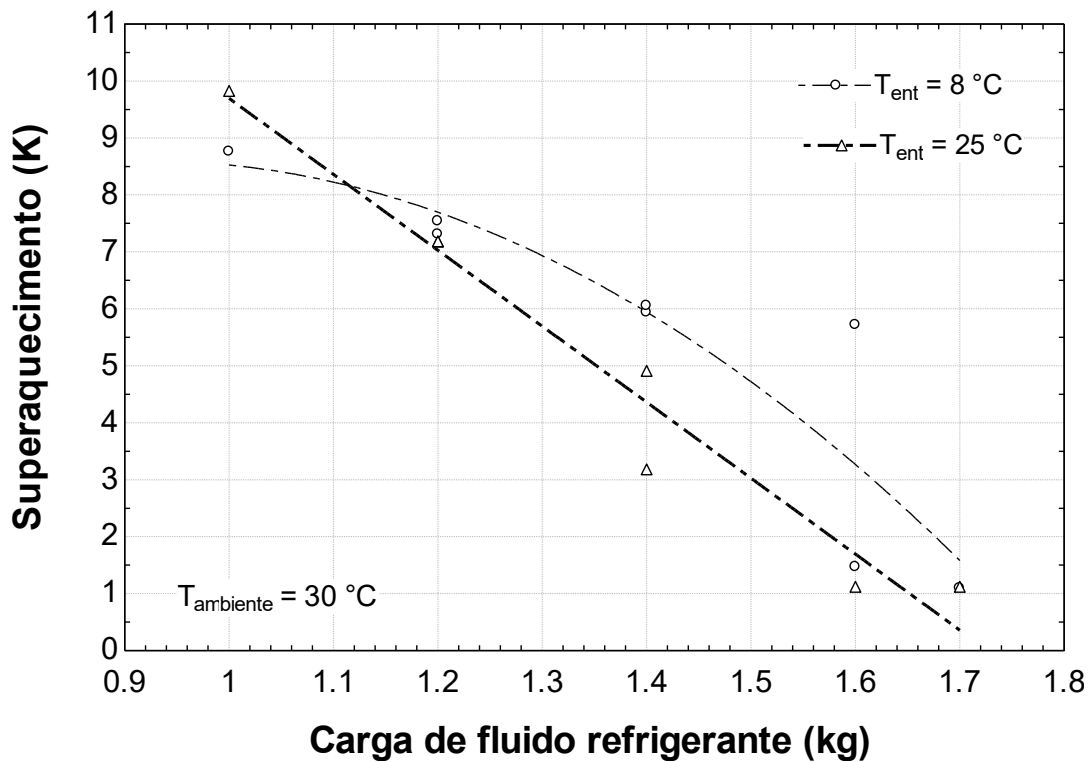


Figura 4.2 – Superaquecimento em função da carga e fluido refrigerante.

Nesse sentido, a carga de fluido refrigerante mínima desse tipo de refrigeradores de bebidas é determinada pela quantidade de fluido necessária para garantir o retorno do óleo ao compressor. O retorno do óleo lubrificante do evaporador inundado é garantido por intermédio de um sifão no qual, a sua parte inferior encontra-se imersa, abaixo do nível de fluido refrigerante. O sifão é fabricado por um tubo de cobre que, na sua parte inferior, possui uma abertura de aproximadamente 2 mm de diâmetro, e que tem como função a aspiração de uma quantidade baixa de fluido refrigerante na fase líquida próxima à ao nível do fluido refrigerante que se encontra em ebulição. O fluido refrigerante que é aspirado na abertura do sifão possui uma elevada concentração de óleo lubrificante (LIN *et al.*, 2017) e, simultaneamente, quando uma mistura refrigerante-óleo lubrificante encontra-se em ebulição existe uma alta formação de espuma (BANDARRA FILHO; CHENG; THOME, 2009). Nesse sentido, a espuma formada durante esse processo possui uma elevada concentração de óleo lubrificante e, ao entrar em contato com a abertura de aspiração facilita o transporte do óleo de volta ao compressor.

Por consequência, faz-se necessário que, para um correto funcionamento do sistema, deve ser atingido um nível mínimo de fluido refrigerante na fase líquida no interior do evaporador, a qual depende da carga adicionada no sistema. Para determinar essa carga mínima, foi instalado um visor de líquido entre a saída do evaporador e a sucção do compressor. Essa prática tem como objetivo visualizar o retorno do óleo diretamente na tubulação durante os testes em regime permanente.

Para superaquecimentos baixos existe a presença de um escoamento completamente bifásico vapor/líquido de fluido na tubulação de sucção do compressor, nos padrões com títulos elevado, transição e em névoa (INCROPERA; DEWITT, 1996). Em outras palavras, para essa condição, a abertura de retorno do óleo lubrificante encontra-se completa imersa dentro do fluido refrigerante na fase líquida, simbolizando um excesso de carga dentro do sistema. Já quando o superaquecimento atinge valores significativos, entre 3 e 7 K, podem ser evidenciadas as duas fases, vapor de refrigerante e óleo lubrificante, completamente separadas, na qual o vapor de fluido refrigerante escoar no interior e o óleo lubrificante escoar pelas paredes (KESIM; ALBAYRAK, 2000). Para superaquecimentos acima de 12 K, pode ser concluído que o nível de fluido refrigerante no interior do evaporador não atinge o furo de aspiração de óleo, o qual é posicionado justo acima da serpentina pela qual circula a bebida, e por consequência, no visor de líquido, não é possível de evidenciar-se o retorno de óleo ao compressor. Destaca-se que essa relação superaquecimento (nível de líquido no evaporador) e carga de fluido refrigerante é apresentada para apenas um tubo capilar, o que faz com que a distribuição de fluido dentro do sistema seja fixa e que outras relações mais eficientes podem ser encontradas alterando esse dispositivo (BJÖRK; PALM, 2006b; BOENG, 2012).

A Figura 4.3 apresenta a temperatura de condensação em função da carga de fluido refrigerante. Conforme apresentado na figura, para uma temperatura ambiente constante, a temperatura de condensação aumenta significativamente de $\sim 46\text{ }^{\circ}\text{C}$ para $\sim 54\text{ }^{\circ}\text{C}$, quando carga de fluido de é incrementada 1,1 para 1,7 kg. Além disso, percebe-se que a temperatura de entrada da bebida possui pouca influência na temperatura de condensação, permitindo isolar essa variável posteriormente em outros testes. Por outro lado, na Figura 4.4, conforme é esperado, o subresfriamento aumenta significativamente com o aumento da carga de fluido refrigerante, apresentando valores entre 11 e 20 K.

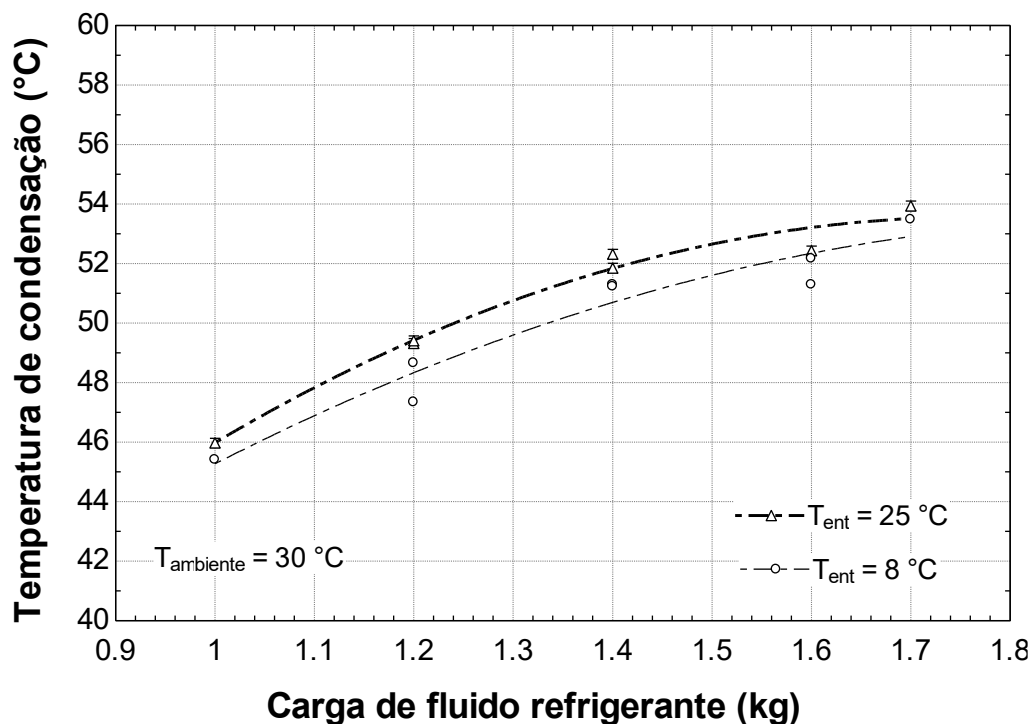


Figura 4.3 – Temperatura de condensação em função da carga e fluido refrigerante.

O aumento excessivo do subresfriamento traz como consequência que uma parte significativa da massa de fluido refrigerante adicionada ao sistema seja acumulada no condensador e na linha de líquido. Isto se dá, devido ao fato de o sistema em análise operar com tubo capilar como dispositivo de expansão, o qual possui uma perda de carga fixa. Assim, a maior parte do fluido refrigerante acrescentada após atingida a vedação do capilar (ponto de balanceamento do sistema) com refrigerante na fase líquida para uma condição $SC > 3\text{ K}$, será alocado na fase líquida, contribuindo positivamente apenas com a diminuição da formação de gás de *flash* e ao balanceamento do sistema ao operar em temperaturas ambientais diferentes (BOENG, 2012). Por outro lado, com o aumento do subresfriamento a área de transferência de calor em escoamento bifásico é reduzida, ocasionando com que o

coeficiente global de transferência de calor do condensador seja reduzido e, por consequência, a temperatura de condensação seja aumentada (ASHRAE, 2018b).

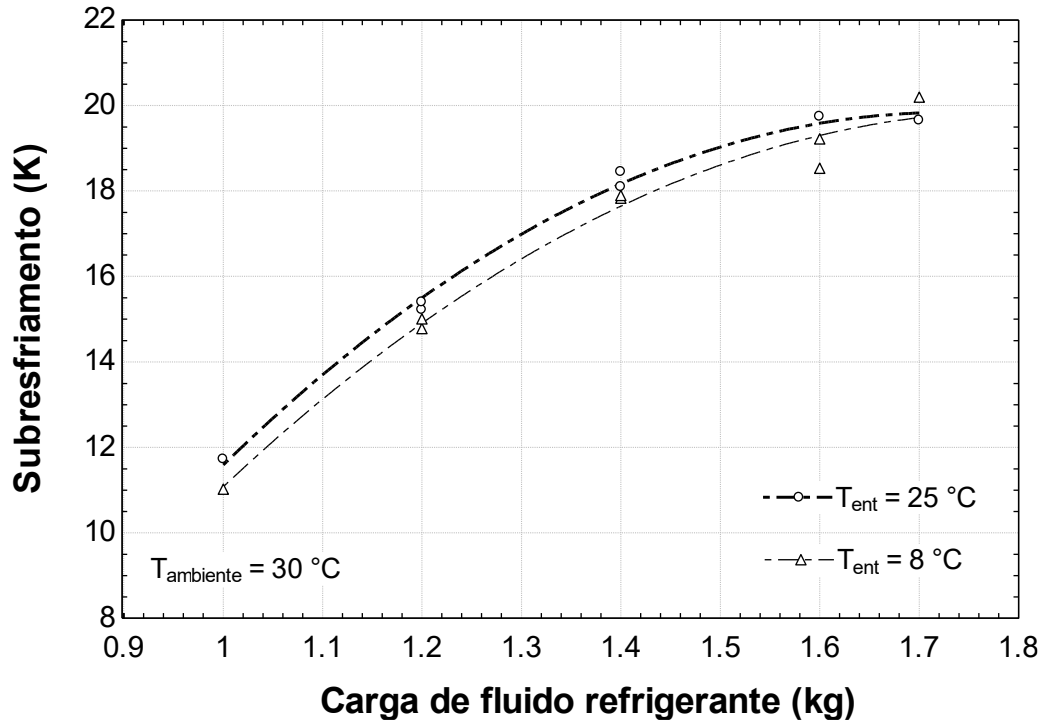


Figura 4.4 – Subresfriamento em função da carga de fluido refrigerante e da temperatura de entrada da bebida.

Na Figura 4.5 são apresentadas a capacidade de refrigeração e a potência consumida pelo equipamento de todos os testes realizados, com temperatura de entrada da bebida de 8 e 25 °C. Na Figura, pode ser evidenciando que nenhum desses dois parâmetros foram afetados significativamente pela temperatura de entrada da bebida e sim pela carga de fluido. Já a potência consumida pelo equipamento aumenta linearmente, de 499 para 563 W (incremento de 12,6%), com o aumento da carga de fluido de 1 para 1,7 kg. Esse aumento no consumo de energia pode ser explicado principalmente pelo aumento significativo na temperatura de condensação e de evaporação que permitem que o compressor opere com uma vazão mássica maior e, de forma simultânea e em menor proporção, ao baixo superaquecimento na sucção do compressor, que altera a taxa de óleo em circulação do sistema e, conseqüentemente, as entalpias da mistura refrigerante-óleo (YOUBI-IDRISSI; BONJOUR, 2008). Destaca-se que a potência consumida pelo equipamento envolve todos os componentes necessários para a operação, ventilador do condensador, válvula solenoide e controlador de temperatura, e, nesse sentido, qualquer variação no consumo do equipamento deve ser atribuída aos fatores analisados, carga de fluido e temperatura de entrada da bebida.

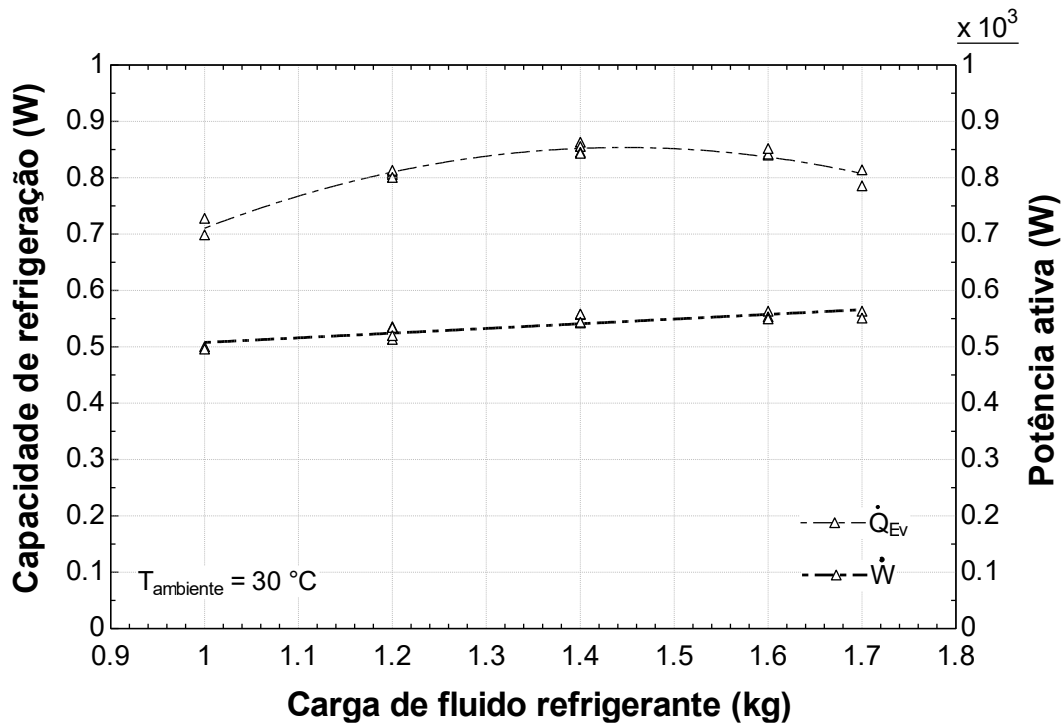


Figura 4.5 – Capacidade de refrigeração e potência ativa em função da carga de fluido refrigerante.

Por outro lado, também na Figura 4.5, pode ser evidenciado que a capacidade de refrigeração possui uma relação parabólica em relação à carga de fluido refrigerante. Além disso, essa relação permite observar a existência de uma carga de fluido refrigerante ótima, na qual o sistema consegue fornecer a maior capacidade de refrigeração. De acordo com POGGI *et al.* (2008), além de existir uma carga de fluido refrigerante para maximizar a capacidade de refrigeração, existe uma carga que permite maximizar o COP do sistema. Para determinar a carga para a qual a capacidade de refrigeração é máxima, é realizada uma regressão por mínimos quadrados de segunda ordem para ajustar os dados obtidos e, posteriormente, determinar o máximo da equação. A relação da capacidade de refrigeração e da carga de fluido refrigerante pode ser modelada através da Eq. 4.1. Na equação, x representa a carga de fluido refrigerante, enquanto que a_0 , a_1 e a_2 representam as constantes encontradas do ajuste e os seus respectivos valores são apresentados na Tabela 4.1 em conjunto com o intervalo de confiança expandido para 95% de confiança.

$$\dot{Q}_{Ev} = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2^2 \quad (4.1)$$

Tabela 4.1 – Parâmetros e intervalos de confiança encontrados para a Eq. 4.1 aplicada à capacidade de refrigeração.

Parâmetros	Valor	Intervalo para 95 % de confiança.
a_0	-0,64973	$\pm 0,10784$
a_1	2,07864	$\pm 0,16152$
a_2	-7,18524	$\pm 0,05919$

A Eq. 4.1 foi utilizada para determinar a capacidade de refrigeração máxima e a sua respectiva carga a ser definida como ótima. O máximo dessa função foi de 853 W e é encontrado na carga de fluido refrigerante de 1445 ± 5 g. Por outro lado, a Figura 4.6 apresenta a relação entre o COP e a carga de fluido para as duas temperaturas de entrada da bebida analisadas. Do gráfico, pode ser constatada novamente a existência de um máximo, no entanto, a carga ótima tende a ser menor em relação à determinada para maximizar a capacidade de refrigeração. Para determinar essa carga foram ajustados os dados os dados encontrados para o COP, através da Eq. 4.2, na qual os valores de a_0 , a_1 e a_2 são apresentados na Tabela 4.2.

$$COP = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2^2 \quad (4.2)$$

Tabela 4.2 – Parâmetros e intervalos de confiança encontrados para a Eq. 4.2 aplicada ao COP.

Parâmetros	Valor	Intervalo para 95 % de confiança.
a_0	-0,29063	$\pm 0,29373$
a_1	2,59469	$\pm 0,43988$
a_2	-0,95225	$\pm 0,16122$

Nesse sentido, o COP máximo calculado foi de 1,361 e é encontrado com uma carga de $1,361 \pm 5$. Conforme explicado anteriormente, a variação do COP pode ser explicada por intermédio da Figura 4.5, uma vez que o COP é uma razão entre esses dois parâmetros, em outras palavras, quanto maior a distância entre essas duas curvas maior será o COP. A Tabela 4.3 apresenta todos os parâmetros relacionados ao sistema de refrigeração analisados com o intuito de comparar as três cargas do equipamento (1) original, (2) carga ótima para maximizar a capacidade de refrigeração e (3) carga ótima para maximizar o COP.

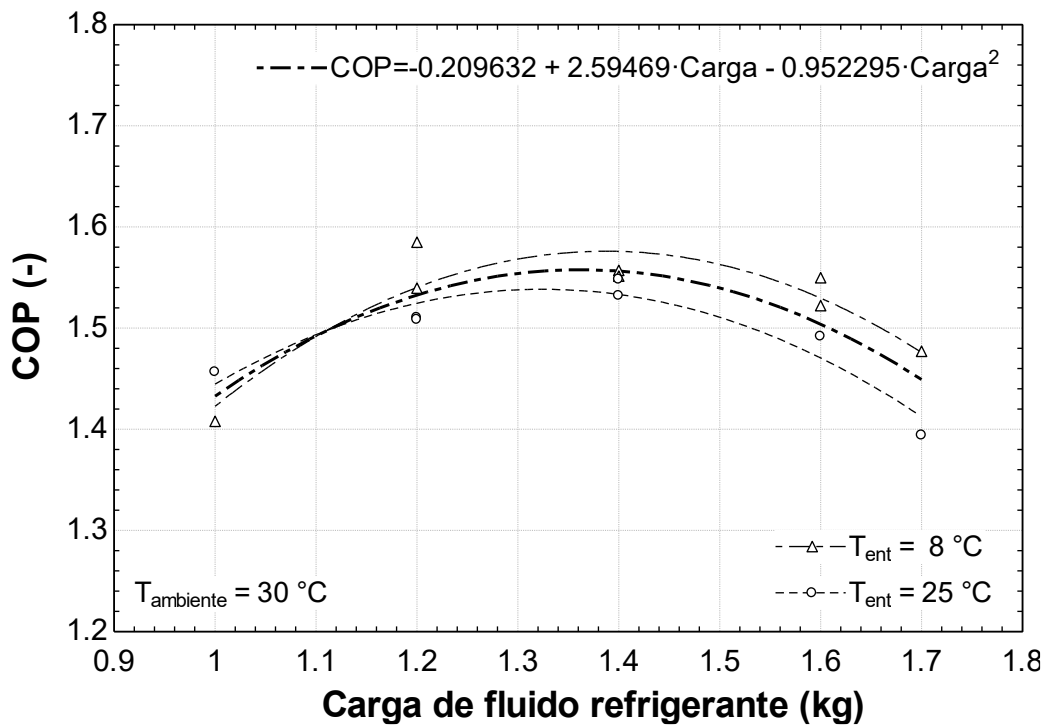


Figura 4.6 – Coeficiente de desempenho em função da carga de fluido refrigerante e da temperatura de entrada da bebida.

Conforme pode ser observado na tabela, a redução na vazão máxima às temperaturas de entrada da bebida de 8 e 25 °C não é afetada significativamente pela redução da carga, apresentando reduções de 3,2% e 1,6%, respectivamente para cargas de 1445 e 1360 g, respectivamente. Em compensação, a potência consumida pelo equipamento foi reduzida em 2,5% e 4,3%, respectivamente para as cargas de 1445 e 1361 g. Já o COP do equipamento foi intensificado em 4,0 e 4,7 % com as cargas ótimas encontradas. Todas essas melhorias foram encontradas apenas realizando uma otimização na carga do equipamento, melhorias ainda mais relevantes podem ser encontradas otimizando o conjunto capilar-carga de fluido refrigerante. Além disso, destaca-se que a T_{EV} encontrada é próxima à do sistema original, o que permite que a pressão a ser ajustada no *set-point* do pressostato não deva ser muito diferente à original. A pressão ajustada no pressostato passou de 24 (- 2,54 °C) para 21 psi_g (-4,70 °C) para o equipamento com a m_{Base} e a m_{COP} . Mesmo o sistema operando com uma pressão de desarme do pressostato inferior, não houve congelamento da serpentina devido à que o nível da serpentina foi alterado.

Tabela 4.3 – Parâmetros de operação do equipamento operando com as cargas de fluido original (m_{Base}), ótima para maximizar \dot{Q}_{EV} e ótima para maximizar o COP .

Parâmetros	$m_{Base} = 1620\text{ g}$	$m_{\dot{Q}_{EV}} = 1445\text{ g}$	$m_{COP} = 1361\text{ g}$
\dot{m}_{H_2O} (g s ⁻¹) à 25 °C	6,2	6,0	5,9
\dot{m}_{H_2O} (g s ⁻¹) à 8 °C	25	25,2	24,9
T_{disch} (°C)	77,6	80,5	81,1
T_{CD} (°C)	52,8	51,6	50,8
T_{EV} (°C)	-3,1	-3,4	-3,9
\dot{Q}_{EV} (W)	831	853	847
\dot{W}_{comp} (W)	560	546	536
SC (K)	16,5	18,2	17,5
SH (K)	2,36	4,5	5,5
COP (-)	1,49	1,55	1,56

Conforme mencionado no item 3.4, as emissões de CO₂ dos equipamentos foram estimados utilizando a metodologia *TEWI* por intermédio da Eq. 3.13. Uma vez que os parâmetros α_{Rec} , E_{CO_2} e L_{rate} dependem do lugar em que o sistema é instalado foram analisados quatro (4) cenários em países diferentes: (1) Brasil, (2) China, (3) Noruega e (4) Estados Unidos. A Tabela 4.4 apresenta os parâmetros relacionados à eficiência do processo operacional e da manutenção dos sistemas para os países desenvolvidos e em desenvolvimento, conforme reportado pelo IPCC (IPCC, 2019; PANATO, V. H.; MARCUCCI PICO; BANDARRA FILHO, 2022). Já os valores de E_{CO_2} , o qual depende da matriz energética do país, são listados na Tabela 4.5 para todos os países a serem analisados (OECD, 2013).

Tabela 4.4 – Parâmetros utilizados para o cálculo do *TEWI* (IPCC, 2019).

Parâmetros	Países desenvolvidos	Países em desenvolvimento
L_{rate} (%)	1	15
$V_{útil}$ (Anos)	10	15
α_{rec} (%)	70	0

Tabela 4.5 – Geração de CO₂ durante a geração de energia elétrica (OECD, 2013).

País	E_{CO_2} (kg _{CO2} kWh ⁻¹)	Matriz energética
Brasil	73	Hidráulica

Estados Unidos	514	Carvão
China	771	Carvão e hidráulica
Noruega	14	Hidráulica

A escolha de 4 países com parâmetros diferentes permite investigar diferentes cenários em que o sistema de refrigeração irá operar: (1) Brasil, apresenta um baixo α_{rec} e baixo E_{CO_2} ; (2) China, baixo α_{rec} e alto E_{CO_2} ; (3) Noruega, alto α_{rec} e baixo E_{CO_2} ; e (3) Estados Unidos com alto α_{rec} e alto E_{CO_2} . Devido a que esses equipamentos operam com capacidade de refrigeração (vazão máxima similar), ou seja, com variação leve temperatura de saída da bebida, estima-se que o tempo de funcionamento seja igual para todas as cargas analisadas. Além disso, a operação desse tipo de sistema se dá em horários comerciais de restaurantes, bares etc. (AFONSO, CLITO; GABRIEL, 2014), o tempo de funcionamento diário adotado para o cálculo é de 8 h por dia. Na Tabela 4.6 são apresentados os resultados utilizados para o cálculo do *TEWI*.

Tabela 4.6 – Resultados do equipamento utilizados para o cálculo do *TEWI*.

Carga (g)	h (hora Dia ⁻¹)	\dot{Q}_{EV} (W)	\dot{W} (W)	E_{annual} (kWh ano ⁻¹)
1620	8	831	560	1635,20
1445	8	853	543	1596,32
1361	8	847	536	1565,12

*Dados para temperatura ambiente de 30 °C.

A Figura 4.7 apresenta o resultado das emissões de CO₂ calculadas ao longo da vida útil do equipamento para as cargas de fluido refrigerante e países analisados. Do gráfico, podem ser observadas reduções médias de 2,5 e 4,3 % nas emissões, respectivamente para as cargas de fluido de 1445 e 1361 g, em relação ao sistema com a carga original. Além disso, destaca-se que, para todos os cenários, a redução de carga pode contribuir significativamente com a redução das emissões desse tipo de sistema. Apenas para o Brasil, que é um dos maiores produtores desse tipo de sistemas, e ao se utilizar a carga e 1361 g, há uma redução de 78 toneladas de CO₂ por equipamento.

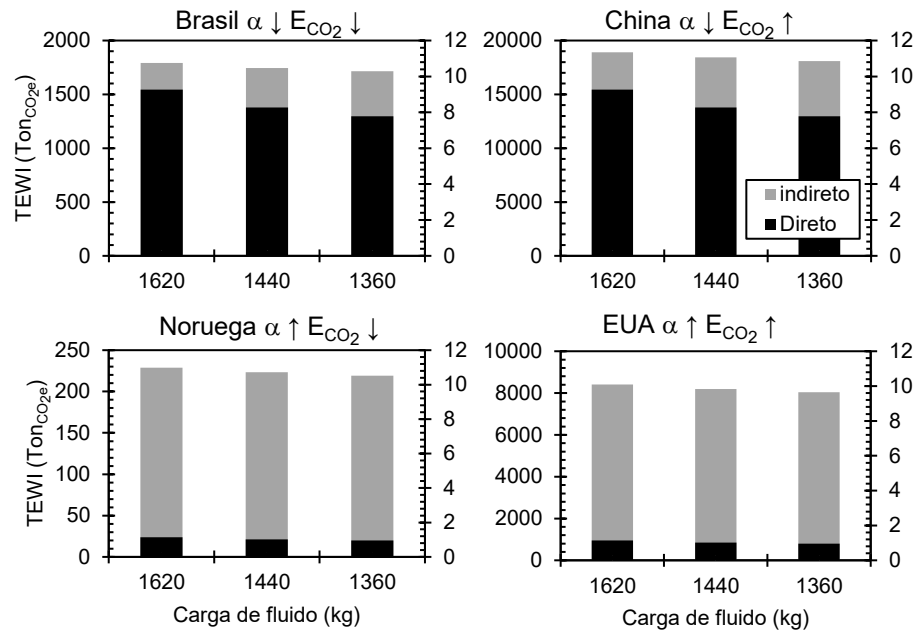


Figura 4.7 – Gráfico comparativo das Emissões de CO₂ estimadas em função da carga de fluido refrigerante.

Na Figura 4.8 é apresentada a emissão de CO₂ equivalente por equipamento em um gráfico de dispersão. Do gráfico pode ser observada que as emissões variam drasticamente em função do local em que o equipamento está instalado e que as emissões de CO₂ em países como Estados Unidos e China são maiores devido à geração de CO₂ durante o processo de conversão de outras fontes de energia para energia elétrica. Em outras palavras, em países como o Brasil e a Noruega, um E_{CO_2} baixo reduzirá as emissões indiretas e serão destacadas as emissões diretas, enquanto, em países com E_{CO_2} alto as emissões predominantes serão as indiretas. Por outro lado, a falta de formação técnica e boas práticas de refrigeração as quais são representadas principalmente pelo α_{rec} fazem com que as emissões diretas em países como o Brasil e a China tenham um maior impacto direto. Conforme mencionado anteriormente, para atingir reduções maiores nas emissões de CO₂ desse tipo de sistemas recomenda-se a substituição do fluido refrigerante por um de menor GWP e uma otimização geral do sistema com o intuito de reduzir o consumo de energia. Por fim, pode ser concluído que, para determinar a carga ótima de fluido refrigerante devem ser levados em consideração os aspectos técnicos de operação do sistema, assim como, as emissões de CO₂ geradas durante a vida útil do equipamento.

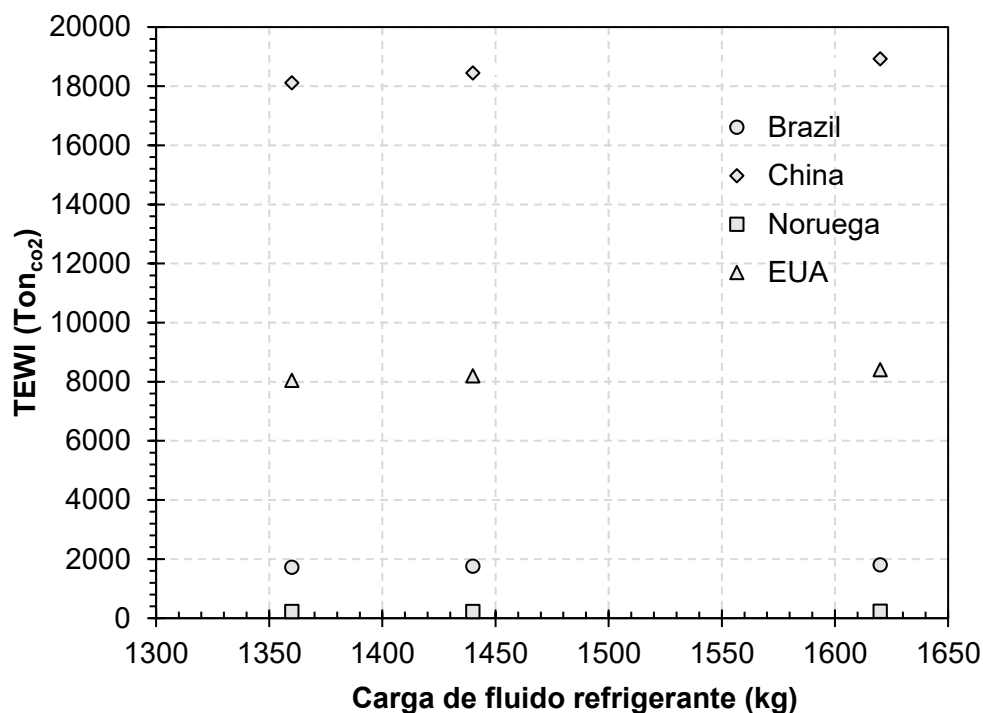


Figura 4.8 – *TEWI* em função da carga de fluido refrigerante para os diferentes cenários analisados.

4.1.2. Metodologia em regime transiente

Essa abordagem foi aplicada em um refrigerador de bebidas de expansão direta de maior capacidade em relação ao utilizado na metodologia em regime permanente. De forma similar ao refrigerador utilizado no item anterior, o evaporador que esse modelo de equipamento difere-se significativamente ao já apresentado, em termos de volume interno, diâmetro do reservatório, altura, comprimento das serpentinas e disposição das serpentinas (número de voltas na vertical e número de camadas enroladas). Para a caracterização e redução de carga desse equipamento foram escolhidas as condições de teste listadas na Tabela 4.7, as quais estão baseadas na norma ASHRAE 32-2. Embora o teste a baixa temperatura não tenha sido citado pela norma, foi proposto com o intuito de garantir o funcionamento do equipamento para aproximadamente todas as temperaturas ambientes encontradas no país. Apenas na condição de teste de alta temperatura a temperatura de entrada da bebida, T_b , foi mantida em 24 °C uma vez que o armazenamento da cerveja em temperaturas próxima à 32 °C (valor indicado pela norma) não é uma prática convencionalmente utilizada.

Tabela 4.7 – Condições de teste aplicadas ao refrigerador de bebidas.

Parâmetro	Baixa temperatura	Temperatura padrão*	Alta temperatura
T_{amb} (°C)	12	24 (24)	32
T_b (°C)	12	24 (24)	24
t_a (s)	8	8 (6)	8
t_e (s)	14	14 (20)	18
n_b (-)	10	10 (10)	10
n_c (-)	10	10 (10)	10
t_c (s)	150	150 (150)	150
t_{pd} (s)	300	300 (300)	300

*Os valores entre parentesis correspondem aos parâmetros utilizados no teste do equipamento original.

Durante a análise, a carga de fluido refrigerante foi gradativamente reduzida até que no visor de líquido instalado no retorno de compressor seja observada apenas a passagem de óleo na condição de alta temperatura. A carga mínima encontrada foi de 53% a menos do que a original, na qual a passagem de óleo acontece de forma intermitente. Uma carga adicional de 6% foi realizada com a qual foi possível observar o escoamento contínuo no visor, totalizando 40% a menos. Essa carga permite que o sistema possa operar com uma taxa de vazamento anual baixa (10 g ano^{-1}) e não seja necessária recarga de fluido refrigerante ao longo da vida útil do equipamento, por aproximadamente 10 anos (APREA, CIRO *et al.*, 2022). Como será apresentado posteriormente, foi necessário diminuir o comprimento do tubo capilar, em aproximadamente 10%. Isto permitiu que o equipamento pode-se operar inclusive em baixa T_{amb} e baixa T_b .

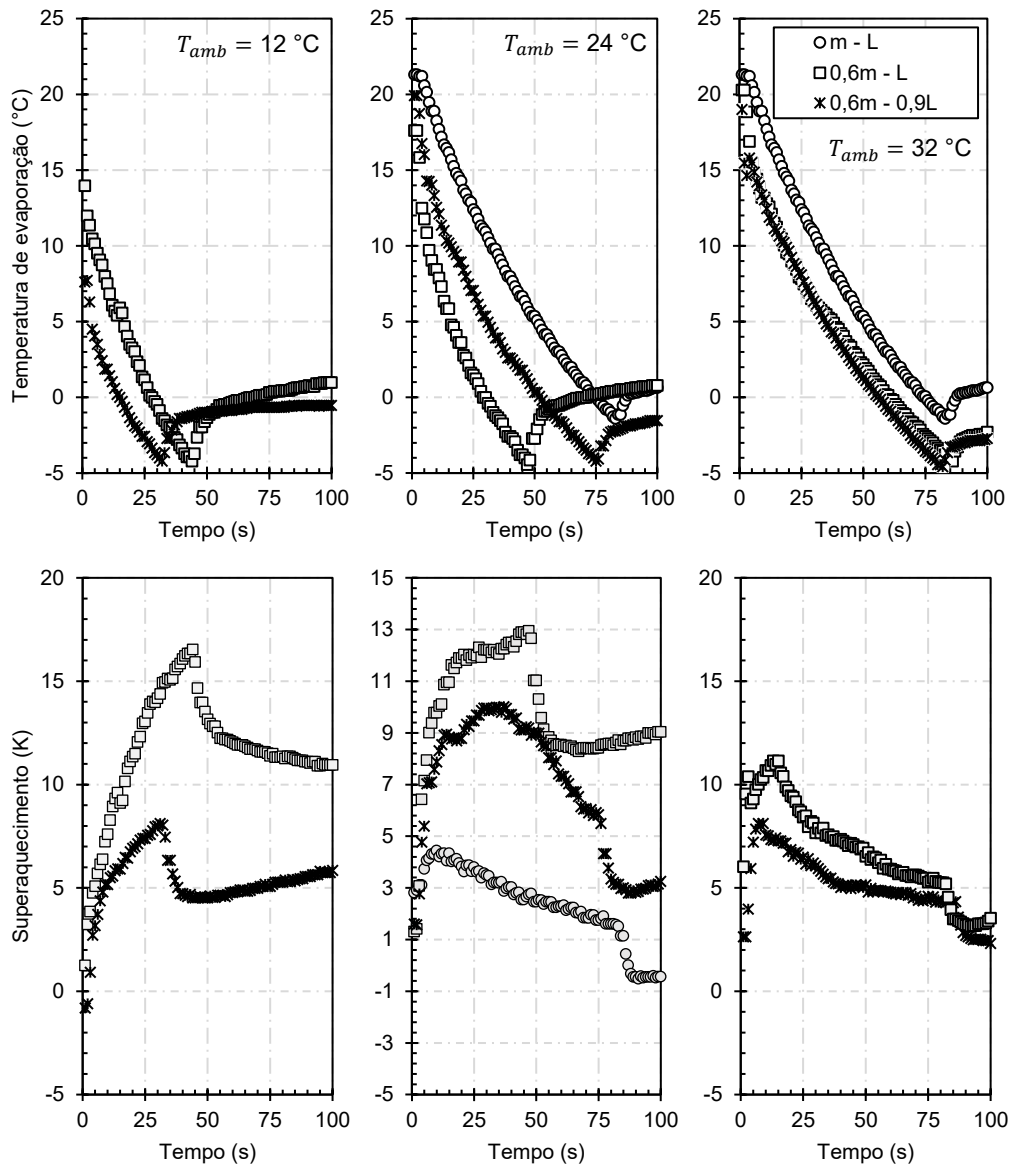


Figura 4.9- Evolução temporal da T_{EV} e do SH para as temperaturas ambiente de 12, 24 e 32 °C durante o período de *Pulldown*.

A Figura 4.9 apresenta a evolução temporal durante o *pulldown* da temperatura de evaporação, T_{EV} , e do superaquecimento, SH , para equipamento original e aquele com a carga e capilar alterados. Devido a que esse equipamento é controlado pela pressão de saturação no evaporador, a qual está ligada com a T_{EV} é possível observar que o equipamento original desliga aproximadamente em -3 °C, enquanto o sistema operando com carga de 0,6m e com capilar reduzido desarmam aproximadamente em -5 °C. Para a condição de teste de temperatura padrão, 24 °C, o tempo de *pulldown* do equipamento é de 84 s. Já para o equipamento operando com carga reduzida foi de 47 s, uma redução no tempo de 46%. Por outro lado, ao adicionar o efeito do capilar reduzido, o tempo de *pulldown* foi 75 s, redução de

11%. Para a condição de alta temperatura foram apresentados apenas os resultados para o equipamento com as alterações propostas, uma vez que o fabricante não recomenda a utilização desse equipamento nessas condições. Já os equipamentos com as alterações conseguiram operar corretamente nessa condição e foram encontrados os tempos de *pulldown* de 86 e 83 s para o equipamento com apenas redução de carga e com a redução de carga e do comprimento do capilar, respectivamente. A Tabela 4.8 apresenta de forma resumida os tempos de *pulldown* encontrados.

Tabela 4.8 – Tempo de *pulldown* para as condições de teste avaliadas.

Carga/Comprimento	Condição de teste	<i>Pulldown</i> (s)
m / L	Temperatura padrão	84
	Baixa temperatura	47
$0,6 m / L$	Temperatura padrão	47
	Alta temperatura	86
	Baixa temperatura	32
$0,6 m / 0,9 L$	Temperatura padrão	75
	Alta temperatura	83

O superaquecimento é apresentado nos gráficos inferiores da Figura 4.9, de esquerda para direita, partindo da condição de baixa temperatura para alta temperatura. Para todas as condições, é possível observar que o *SH* após a partida do equipamento, inicia em um valor próximo a 0 K e começa aumentar rapidamente até atingir um valor de pico. Os valores de *SH* pico na condição de temperatura ambiente padrão encontrados foram de 4,8, 9,8 e ~13 K, respectivamente para o equipamento com carga e capilar original, com carga de $0,6m$ e capilar original e com carga de $0,6m$ e comprimento do capilar de $0,9L$. Nessa condição, observa-se que, com o aumento da carga de fluido, o instante de tempo em que é encontrado o pico de *SH* é adiantado. Uma vez atingido o *SH* de pico, o *SH* começa diminuir gradativamente até estabilizar em um valor inferior, de 1,2 e 5,5 K, respectivamente para o equipamento com carga e capilar original e o equipamento com carga de $0,6m$ e capilar de $0,9L$. Para o equipamento com carga de $0,6m$ e capilar original, o *SH* de pico foi localizado no instante em que o equipamento é desligado pelo pressostato. Nesse sentido, pode ser concluído que o período, entre o instante em que o *SH* de pico é encontrado e o instante de tempo em que o equipamento desliga, representa o processo de enchimento do evaporador. Em outras palavras, quanto menor o *SH* final após o *pulldown* maior será a massa de fluido refrigerante no interior do evaporado. Para a condição de alta temperatura de operação, ambos os

equipamentos operando com $0,6m$ apresentaram um valor de pico no SH , de aproximadamente 11 e 8 K, para o equipamento com capilar original e capilar com menor restrição. Para essa condição, ambos os equipamentos finalizaram o ciclo com SH parecido, de 4 e 3,5 K, respectivamente, para o sistema com o capilar com maior e menor restrição. Uma vez que a carga de fluido refrigerante é a mesma para ambos os equipamentos, pode-se concluir que o tubo capilar com menor restrição ($0,9L$) permitiu que o SH de pico seja adiantado e, simultaneamente, que o enchimento do evaporador fosse realizando em um tempo levemente maior mantendo um SH médio ao longo de todo o processo. Assim, pode-se concluir que houve uma redistribuição da carga de fluido refrigerante para o evaporador. Para a condição de baixa temperatura, ambos os equipamentos apresentam o SH de pico no instante de tempo em que o sistema é desligado pelo pressostato. Os valores de SH final encontrados foram de 14,6 e 6,3 K para o equipamento com capilar original e $0,9L$. Conforme mencionado anteriormente no item 4.1.1, quando esse tipo de equipamentos opera com valores de SH acima de 12 K começa a se dificultar o retorno de óleo ao compressor e, uma vez que a T_{EV} , e a mesma no instante em que o equipamento é desligado o SH serve como um indicador de baixa carga de fluido no interior do evaporador.

A Figura 4.10 apresenta, nos gráficos da parte superior, apresenta a evolução temporal da temperatura de condensação, T_{CD} , e, na parte inferior, do subresfriamento, SC , do sistema original e com as alterações realizadas para as três condições de teste avaliadas durante o *pull-down*. Conforme pode ser observado nos gráficos, para as condições de temperatura padrão e alta, após a partida do compressor, a T_{CD} e o SC aumentam rapidamente até atingir um valor de pico. Destaca-se que, a T_{CD} de pico do sistema original atinge temperaturas entre 70 e 65 °C na condição de temperatura padrão, valores que superam os limites de operação recomendados pelo fabricante do compressor. Esse parâmetro indica um excesso de carga de fluido refrigerante no projeto do sistema de refrigeração. Ao diminuir a carga do sistema para $0,6m$ a T_{CD} de pico foi reduzida para ~ 53 °C, e ao substituir o capilar por um com menor restrição foi reduzida para ~ 57 °C (Redução aproximada de 10 °C). Destaca-se que esses valores de pico se encaixam dentro dos limites de operação fornecidos pelo fabricante, mesmo para as condições de alta temperatura. Após atingido o valor de pico, a T_{CD} decai gradativamente até o instante em que o equipamento é desligado pelo pressostato. A T_{CD} no instante de desarme do sistema é de 56, 52 e 50 °C para o sistema com capilar e carga original, com capilar original e carga de $0,6m$ e com capilar de $0,9L$ e carga de $0,6m$, respectivamente. Seguindo a mesma ordem, a T_{CD} de desarme para a condição de alta temperatura foi de 57 e 54 °C, respectivamente. Para a condição de baixa temperatura, percebe-se que não existe uma T_{CD} de pico e que essa variável cai significativamente, em relação às outras condições de teste, para valores entre 30 e 45 °C.

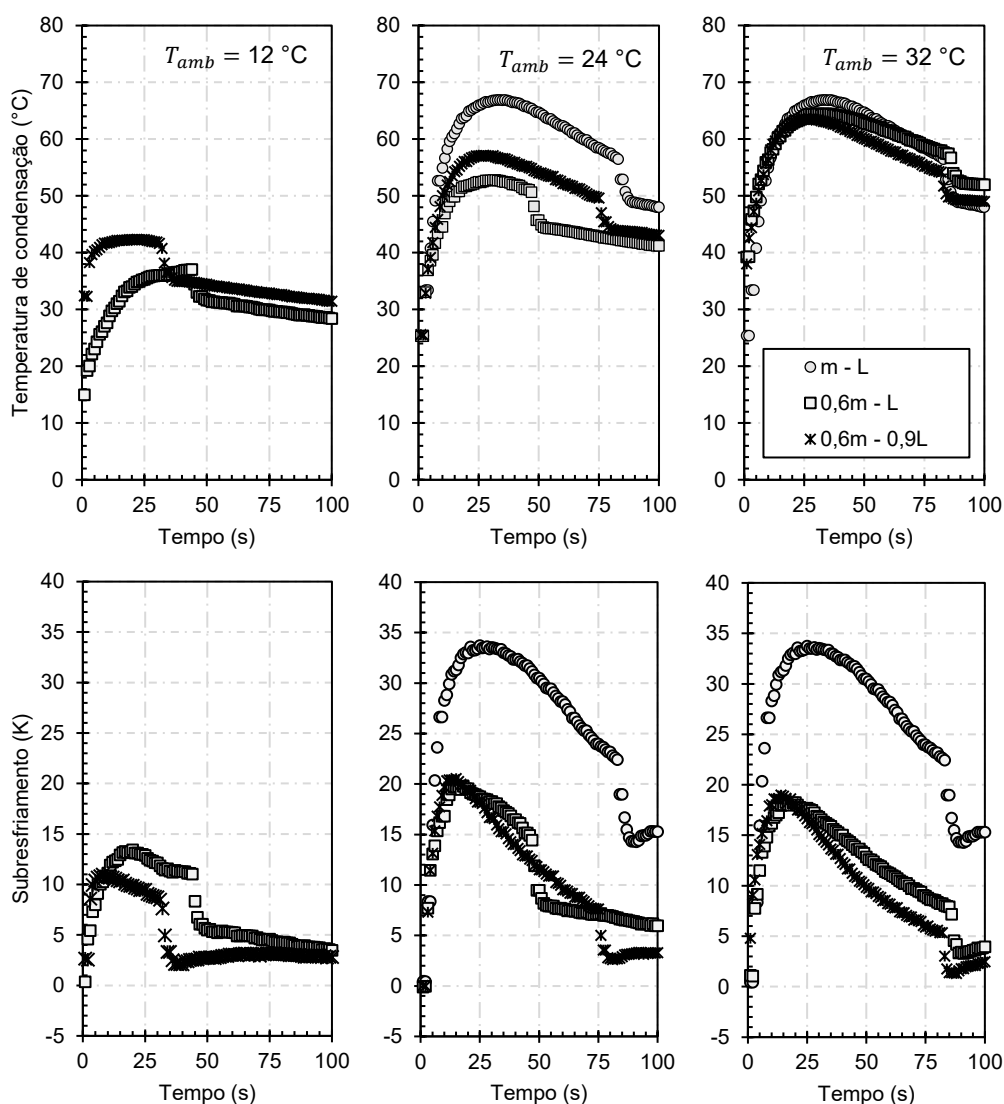


Figura 4.10- Evolução temporal da T_{CD} e do SC para as temperaturas ambiente de 12, 24 e 32 $^{\circ}\text{C}$ durante o período de *Pull-down*.

Ao analisar o SC , nos gráficos da parte inferior da Figura 4.10, é possível observar que, durante o *pull-down*, os tubos capilares com comprimento L e $0,9L$ possuem capacidade de limitam a vazão do compressor evitando a entrada de vapor saturado no dispositivo de expansão para todas as condições de teste (BJÖRK; PALM, 2006b). Para o caso do equipamento de linha (carga e tubo capilar original), é possível afirmar que existe um excesso de fluido refrigerante no sistema, uma vez que o SC de pico atinge valores próximos à 35 K, o qual permite que uma grande quantidade de fluido seja armazenada no condensador ao invés do evaporador. O valor de SC de pico encontrado para a condição de temperatura padrão para o sistema operando com as configurações de $0,4m$ e capilar original e $0,6m$ e capilar de $0,9L$ são aproximadamente os mesmos, 20 K. Após atingido o valor de pico, o SC decai gradativamente até o sistema desligar pela primeira vez com valores de 20 K (sistema

original), 15 K ($m - L$) e 7 K ($0,6m - 0,9L$). Essa redução no SC com a redução de carga, mantendo o capilar original, se dá pela menor massa existente no sistema a qual é evidenciada pelo alto SH , de aproximadamente 13 K. Já ao se diminuir a perda de carga do tubo capilar mantendo a carga de fluido constante, percebe-se que o SC e o SH caem significativamente no final do ciclo, demonstrando a distribuição de fluido refrigerante do condensador para o evaporador, conforme mencionado no parágrafo anterior. Esse fenômeno é evidenciado para todas as condições de teste avaliadas. Para a condição de baixa temperatura, mantendo o capilar de L , ao se reduzir a carga de m para $0,6m$, uma percentagem significativa do fluido refrigerante foi armazenada no condensador a temperaturas de condensação relativamente baixas entre 20 °C, no início, e 40 °C, no fim do primeiro ciclo, e com subresfriamento entre 10 e 15 K. Essa hipótese pode ser constatada ao observar a Figura 4.9, para a condição de baixa temperatura, o sistema operando com carga de fluido refrigerante de $0,6m$ e tubo capilar de L foi quem apresentou o maior SH de toda a bateria de testes e, conseqüentemente, permite concluir que o evaporador operou com uma percentagem de fluido refrigerante inferior à necessária. Contudo, é possível concluir *a priori* que, para determinar corretamente a carga e as dimensões do tubo capilar, é necessário variar e analisar esses parâmetros para as condições ambientais em que o refrigerador irá operar.

Após ultrapassado o t_{pd} (300 s), é realizado o teste de capacidade de pico do equipamento conforme apresentado no item 3.2.3. De acordo com a Tabela 4.7, para todos os testes realizados foram efetuadas >100 extrações de bebida. Destaca-se que existe uma diferença entre as vazões de teste calculadas através da Eq. 3.7 e da Eq. 2.8) (convencionalmente utilizada pelos fabricantes de bebida), uma vez que, a última equação só pode ser aplicada caso o teste seja realizado com t_c igual a 0 s e todos os copos extraídos devem possuir uma temperatura abaixo de T_{pd} . Por outro lado, a Eq. 2.8), mesmo aplicada com $t_c > 0$ s, é uma forma de determinar a vazão nominal do equipamento já consolidada e aceita no mercado. A Tabela 4.9 apresenta as vazões de teste intermitente aplicadas em cada condição de teste.

Tabela 4.9 –Vazão equivalente aplicada em cada condição de teste.

Parâmetro	Baixa temperatura	Temperatura padrão*	Alta temperatura
\dot{V} (l h ⁻¹) Eq. 3.7	29,2	29,2 (26,3)	26,3
\dot{V} (l h ⁻¹) Eq. 2.8)	49,1	49,1 (41,5)	41,5

*O valor entre parêntese representa a vazão de teste utilizada para caracterizar o equipamento original.

Na primeira fileira da Figura 4.11 é apresentada a temperatura de evaporação em função do tempo para as três condições de teste aplicadas nos equipamentos. Para a todas as condições no instante de tempo de 300 s é aberta a válvula solenoide que permite da saída de mistura AE refrigerada e a entrada da proveniente do reservatório à T_b . No instante em que a bebida entra ao evaporador, a T_{EV} aumenta rapidamente e o sistema de refrigeração é acionado quando T_{EV} é igual à 2,0 °C. Uma vez que o compressor é acionado, a o aumento da T_{EV} é reduzido até atingir um valor de pico de até 3 e 7 °C para o equipamento com carga reduzida e com carga original, respectivamente. Durante esse período, a válvula solenoide é fechada e a T_{EV} começa a cair de rapidamente, de forma linear, até atingir um valor mínimo, no qual a válvula solenoide é aberta novamente e inicia-se uma nova tiragem. Esse processo é repetido até que seja finalizado o ciclo de extrações. Para a condição de temperatura padrão, é possível observar que o equipamento original opera com T_{EV} significativamente superiores em relação à dos equipamentos com carga reduzida. Um outro fato que pode ser evidenciado, é variação que possui a T_{EV} durante a extração de bebidas. A variação na T_{EV} máxima encontrada foi de 5,2, 1,8 e 3,3 K para o equipamento operando com carga original, com m e tubo capilar original e com 0,6 m e capilar com comprimento de 0,9 L , respectivamente. Assim, pode ser concluído que essa variação está diretamente relacionada com a massa de fluido refrigerante que se encontra dentro do evaporado, uma vez que, de acordo com o *pulldown*, o equipamento que mais acumulou massa de fluido no interior de evaporador foram o sistema original e o sistema com carga de 0,6 m e capilar de 0,9 L . Em relação à T_{EV} média durante a extração de bebida, percebe-se que o sistema que possui a menor T_{EV} é o sistema com menor com carga de 0,6 m e capilar original (~ -1 °C), seguido do sistema com carga de 0,6 m e capilar de 0,9 L e, com o maior valor médio, o sistema original ($\sim 4,5$ °C). Na condição de alta temperatura, para os sistemas com carga de 0,6 m , percebe-se que ambos apresentaram variações de T_{EV} similares. No entanto, com o aumento da temperatura ambiente, o sistema com capilar de 0,9 L apresentou uma T_{EV} levemente inferior em relação ao sistema com capilar de L , com uma diferença aproximada de 1 K. Para a condição de baixa temperatura ambiente, T_{EV} foi aproximadamente a mesma igual para ambos os sistemas alterados.

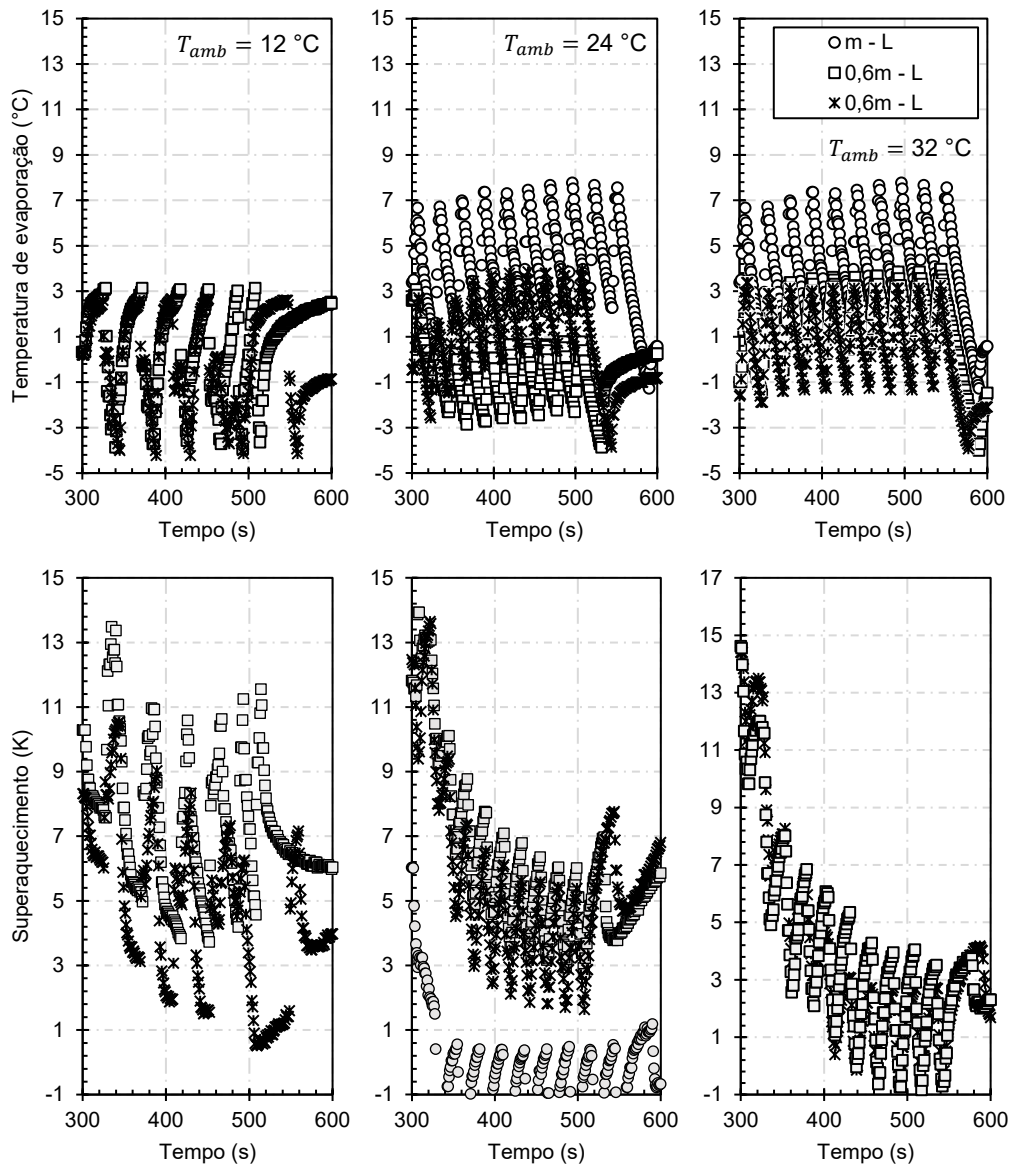


Figura 4.11 – T_{EV} e SH em regime transiente para as condições de teste avaliadas.

O SH é apresentado na fileira inferior da Figura 4.11. Para as condições de temperatura ambiente padrão e de alta temperatura, observa-se que o SH inicia-se em um valor maior, no instante em que válvula solenoide é aberta, e diminui conforme são realizadas as extrações. Esse fato é uma consequência da influência da temperatura ambiente na medição de temperatura, da diferença entre as respostas dinâmicas da pressão e da temperatura e do efeito transitório do acionamento do compressor ao se iniciar o escoamento do fluido refrigerante. Para a condição de temperatura padrão, ao se analisar o equipamento de linha, pode ser evidenciado que o SH oscila em torno à 0 K, indicando que existe um retorno de líquido significativo ao compressor e reforça a hipótese de um excesso de carga de fluido refrigerante no sistema. Ao analisar os sistemas alterados na mesma condição, observa-se

que o equipamento com capilar de L possui um SH médio superior quando comparado com o equipamento com capilar de $0,9L$, o que evidencia a existência de uma massa de fluido refrigerante superior dentro do evaporador durante a extração de bebidas. Para a condição de alta temperatura, de forma similar à T_{EV} o SH apresentou valores similares em ambos os equipamentos. Já para baixa temperatura ambiente, observou-se que o sistema com capilar de L operou com SH , entre 13 e 4 K, superiores em relação ao capilar de $0,9L$, entre 11 e 4 K. Dessa forma pode ser constatado que, à baixa temperatura de operação, uma parcela significativa de fluido é deslocada do evaporador ao condensador, conforme explicado anteriormente.

A Figura 4.12 apresenta a T_{CD} e SC em função do tempo dos testes realizados. Conforme pode ser observado para a condição de temperatura padrão, após os 300 s, o sistema parte e a T_{CD} aumenta rapidamente e atinge um patamar médio de estabilização. Para essa condição, a T_{CD} média de estabilização encontrada foi de 60, 52 e 53 °C aproximadamente para o sistema operando com a m e capilar de L , $0,6m$ e capilar de L e $0,6m$ e capilar de $0,9L$, respectivamente. Além disso, pode ser observada uma oscilação de alta frequência na região de estabilização da T_{CD} . A amplitude dessa oscilação aumenta significativamente com o aumento da carga de fluido refrigerante, conforme pode ser observado para o sistema operando com m e $0,6m$ na condição de teste padrão. Cada oscilação da T_{CD} está relacionada com a entrada de carga térmica ao sistema durante as extrações de bebida, ou seja, com t_a e t_e . Para a condição de alta temperatura, pode ser evidenciado que o comprimento do tubo capilar teve uma forte influência na T_{CD} , uma vez que o sistema com comprimento menor ($0,9L$) apresentou uma T_{CD} menor, em relação ao sistema com capilar maior (L), com uma diferença de aproximadamente 5 K. Ao analisar o SC nessa condição de teste, observa-se que a redução do comprimento do tubo capilar, além de diminuir a T_{CD} , também permitiu ao sistema operar com SC menores, com diferenças de aproximadamente 5 e 3 K entre o sistema operando com a mesma carga ($0,6m$) e capilares diferentes. O SC médio para a condição de temperatura padrão atinge os valores de 25 K para o sistema original, entre 10 e 20 K (com redução gradativa durante a extração) para o sistema com carga de $0,6m$ e capilar de L e entre 10 e 7 K (com redução leve durante a extração) para o sistema operando com carga de $0,6m$ e capilar de $0,9L$. A redução do SC para uma T_{CD} aproximadamente constante pode ser explicada através do deslocamento do fluido refrigerante do condensador para o evaporador. Esse fato pode ser reafirmado uma vez, de forma simultânea, no mesmo intervalo de tempo, o SH também é diminuído significativamente. Em outras palavras, nesse processo o nível do fluido refrigerante na fase líquido no interior do evaporador é aumentado. Já para a condição de baixa temperatura, é evidenciado que a carga térmica imposta através da vazão de bebida era baixa em relação à capacidade do

sistema, o que permitiu consegue-se diminuir a pressão no interior do evaporador e, posteriormente, fosse desligado pressostato. A baixa temperatura de operação, o sistema apresentou uma baixa T_{CD} , que oscilou entre 30 e 40 °C, para o sistema com carga de 0,6m e L de comprimento e, entre 30 e 45 °C, para o sistema com carga de 0,6m e 0,9L.

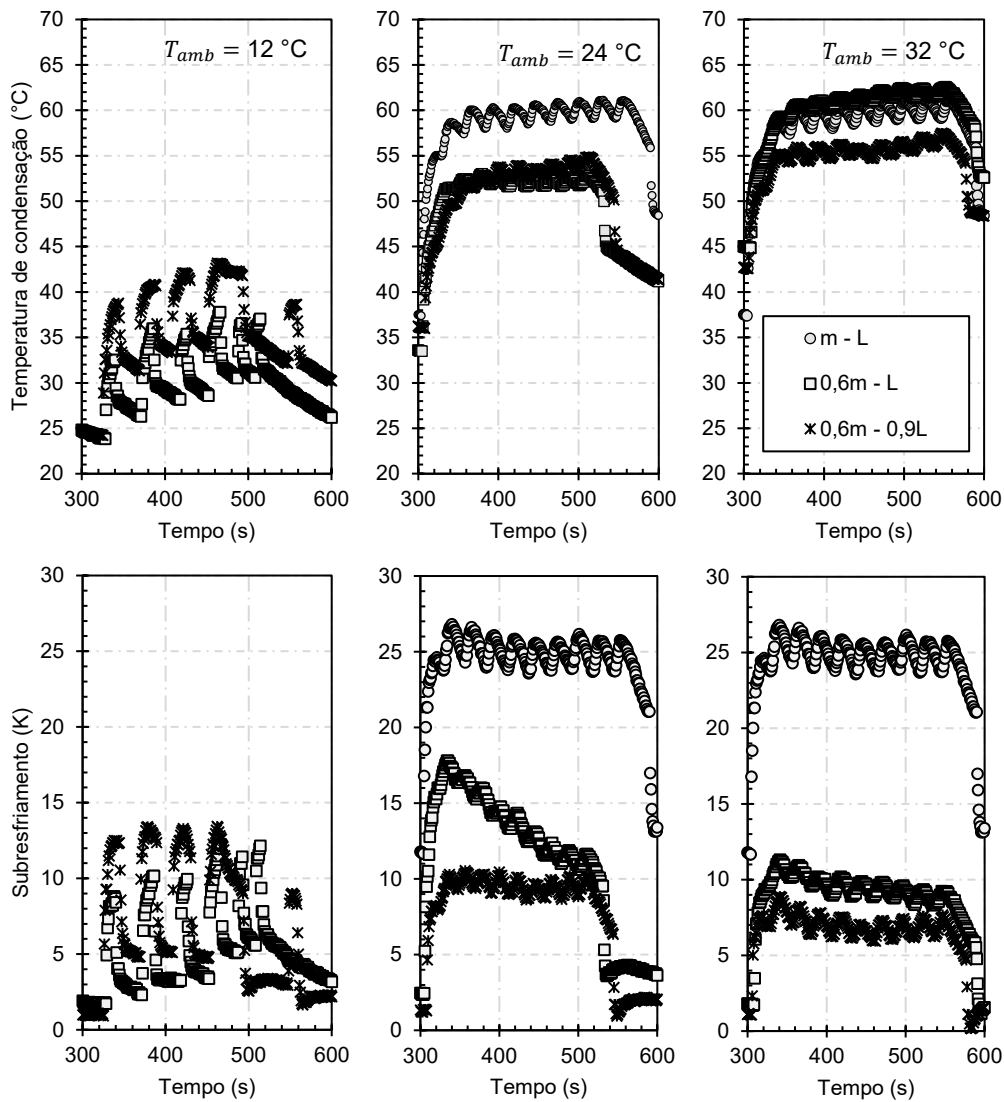


Figura 4.12 – T_{CD} e SC em regime transiente para as condições de teste avaliadas.

A Figura 4.13 apresenta a temperatura de saída da bebida para as condições de baixa temperatura padrão e alta temperatura do sistema operando com as cargas de m e 0,6m. Para a condição de temperatura padrão observa-se que os sistemas apresentam temperaturas da bebida similares, com valores máximos de até 4 °C. Destaca-se que, conforme apresentado na Tabela 4.9, a vazão de teste aplicada ao refrigerador com carga de m é menor do que os equipamentos com as cargas e comprimento de capilares propostos.

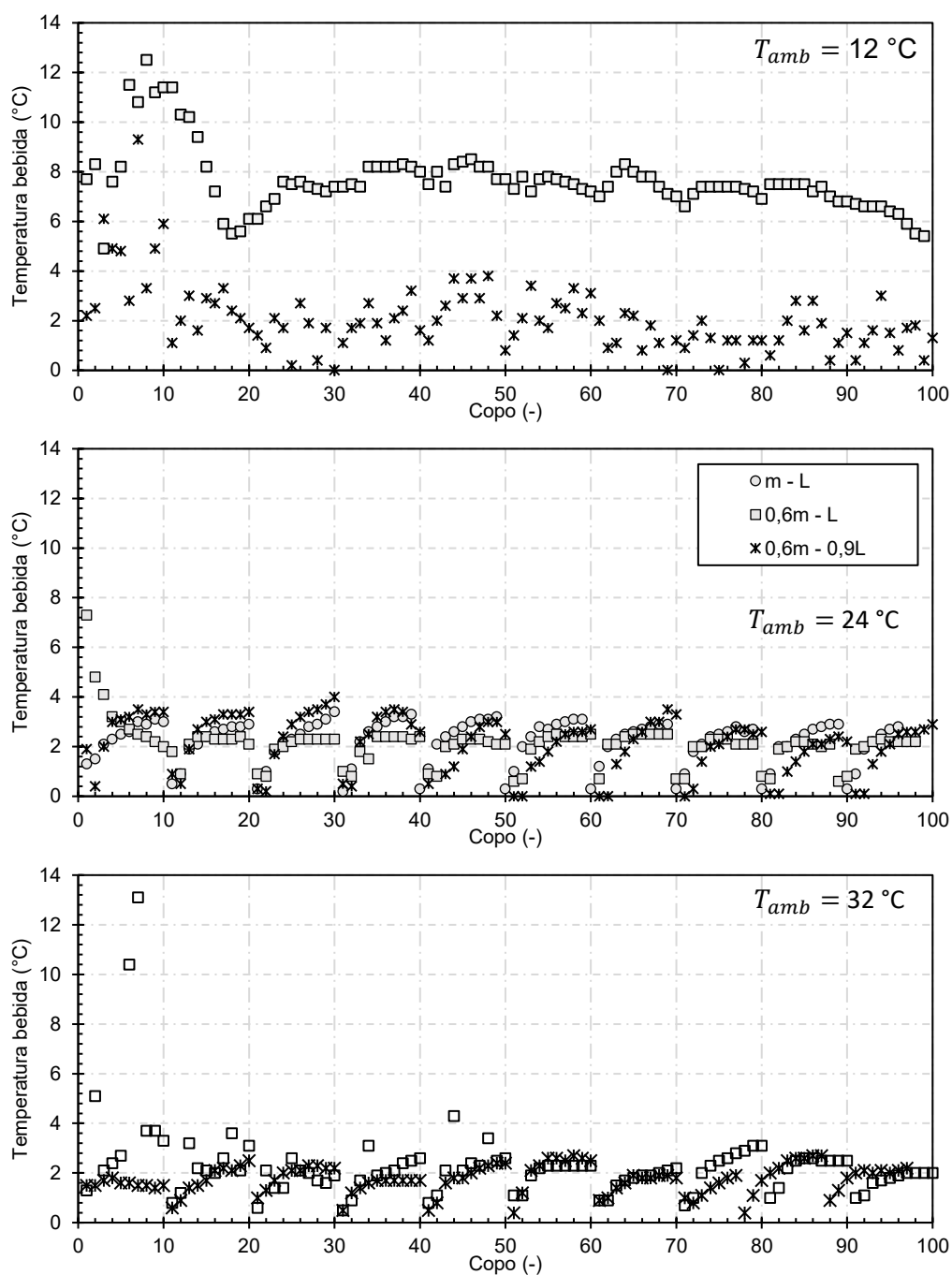


Figura 4.13 – Temperatura de saída da bebida.

Em outras palavras, o equipamento de linha apresenta uma capacidade de refrigeração inferior em relação aos outros. Além disso, pode ser observado que a temperatura do primeiro copo é maior do que a temperatura do primeiro copo dos ciclos subsequentes, devido ao aquecimento da bebida ao passar pela torneira de saída. Pode ser observado ainda que, para a condição de baixa temperatura e baixa carga de fluido refrigerante, o sistema operando com o capilar de L apresenta temperaturas de saída da bebida muito elevadas, apresentando temperaturas entre 13 e 5 °C. Esse fato pode ser explicado pela operação seca do

evaporador nessa condição, conforme apresentado anteriormente. Esse fenômeno foi corrigido pela redução no comprimento do tubo capilar que permitiu o enchimento correto do evaporador para essa condição. Já para as condições de alta temperatura e temperatura padrão, não houve uma diferença significativa no comportamento do sistema. Por intermédio dessa análise é possível determinar que o melhor par carga e tubo capilar é do sistema operando com $0,6m$ e comprimento de $0,9L$.

A potência instantânea do equipamento é apresentada na Figura 4.14. Da figura, pode ser inferido que a potência média não apresenta mudanças significativas em função da temperatura de operação, com um valor que oscila em torno a 1000 VA. O sistema com carga de L apresenta um consumo de potência levemente superior em relação aos outros. Destaca-se, também que, o tempo de recuperação após a última extração, na condição de temperatura padrão, é de 47 s para o equipamento de linha, 41 s para o equipamento com carga de $0,6m$ e capilar $0,9L$ e de 27 s para o equipamento com carga de $0,6m$ e capilar de L . Esse fato também pode ser evidenciado pelo maior tempo de duração do ciclo de refrigeração do sistema no intervalo de tempo de 300 s a 600 s. De forma oposta, para a condição de alta temperatura, o equipamento com capilar de $0,9L$ teve um menor tempo de recuperação em relação ao sistema com capilar de L . Já para a condição de baixa temperatura, como era de se esperar, pela maior quantidade de fluido refrigerante no evaporador, o sistema com carga de $0,6m$ e capilar de $0,9L$, apresentou menor quantidade de ciclos de refrigeração e com maior duração, em relação ao sistema com a mesma carga e capilar de L . Inclusive, após realiza as extrações o sistema com capilar de comprimento L , apresentou um ciclo de refrigeração não esperado, uma vez que nesse instante de tempo não há passagem de bebida. Esse fato pode ser explicado através do baixo nível de fluido refrigerante na fase líquida no evaporador, o qual não atinge a altura da serpentina em que circula a bebida e a troca de calor acaba acontecendo por convecção natural (vapor/tubo) e não pela evaporação direta do líquido na serpentina, sendo esse último mecanismo mais rápido. Suspeita-se que para temperaturas inferiores à $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, inclusive o sistema com capilar $0,9L$, pode apresentar temperatura de saída da bebida elevada.

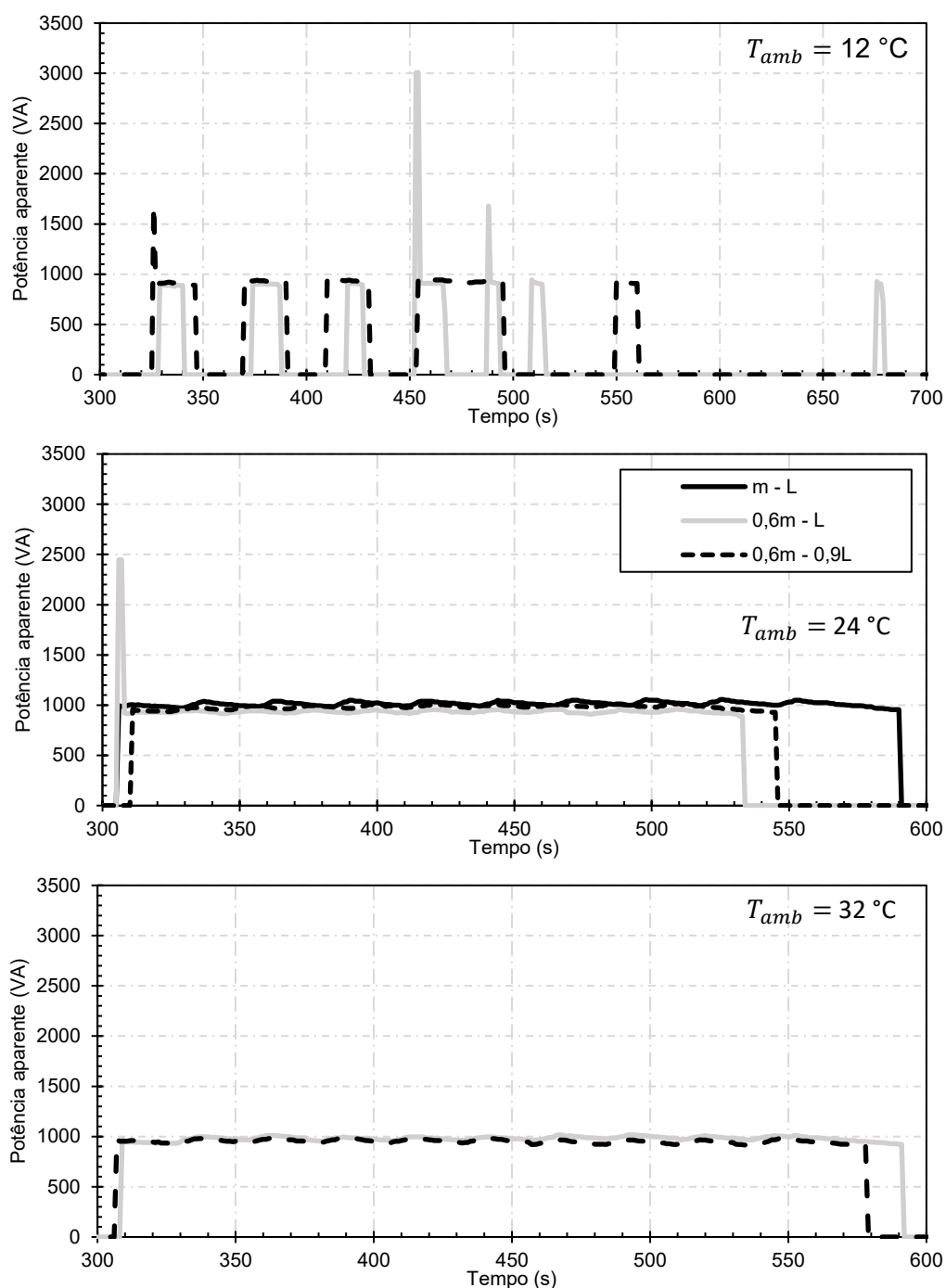


Figura 4.14 – Potência aparente instantanea medida para as condições de teste avaliadas.

Para determinar a energia consumida pelo equipamento durante o teste de capacidade de pico foi utilizada a Eq. 3.10, aplicada no período de tempo de 300 s até o fim do teste. Com o intuito de posteriormente de determinar o consumo diário do equipamento, E_D (Eq. 2.2), a Tabela 4.10 apresenta os valores em kWh h^{-1} para apenas o equipamento de linha e o equipamento alterado com carga de $0,6m$ e tubo capilar com comprimento de $0,9L$. Conforme pode ser observado na Tabela 4.10, existem uma redução no consumo de energia de

aproximadamente 10% no consumo de energia ao comparar o equipamento de linha e o equipamento com carga reduzida na condição de temperatura ambiente padrão. Além da redução do consumo de energia o equipamento proposto apresenta uma D_r de 1,63 copos por minuto, quando comparado com o equipamento de linha, com uma D_r de 1,46 copos minuto⁻¹.

Tabela 4.10 – Consumo de energia dos equipamentos analisados.

Carga/Comprimento	Condição de teste	Tempo (s)	Consumo Teste (kWh)	Consumo (kWh h ⁻¹)
$m - L$	Temperatura	4111	0,794	0,695
	Baixa temperatura	3680	0,299	0,292
$0,6m - 0,9L$	Temperatura padrão	3680	0,640	0,626
	Alta temperatura	4040	0,730	0,651

Após realizado o teste de capacidade de pico, é realizado o teste de consumo de energia em *stand-by* para determinar a taxa de funcionamento, τ , por intermédio da Eq. 3.12 e o consumo de energia diário em *stand-by*, E_D , de acordo com a Eq. 2.2. Ambos os consumos foram calculados para a condição de temperatura de operação padrão e são apresentados na Tabela 4.11. Nesse sentido, pode ser observado que o consumo de energia do equipamento diário do equipamento com carga reduzida foi reduzido em aproximadamente 10%, quando comparado ao sistema operando com a carga e o tubo capilar de linha. Conforme mencionado no item 2.6, esse que esse tipo de refrigeradores de bebidas possuem um tempo de *pull-down* (quase se encaixando na categoria de *blast chillers*) e uma τ muito baixo em relação aos refrigeradores de bebidas que operam com banca de gelo ou glicol. Esses último são, principalmente, caracterizados por um tempo de *pull-down* elevado, maior do que 1 h, e um τ alto, de aproximadamente 50 a 70%.

Tabela 4.11 – E_D e τ , para $T_{amb} = 24$ °C.

Carga/Comprimento	E_D (kWh Dia ⁻¹)	τ (%)
$m - L$	0,166	0,730
$0,6m - 0,9L$	0,151	0,664

De forma similar para a metodologia em regime permanente, as emissões de CO₂ equivalentes pela utilização desse equipamento foram estimadas utilizando a metodologia *TEWI*, por intermédio da Eq. 3.13. Para o cálculo, foram recriados os mesmos quatro cenários analisados no item 4.1.1, Brasil, China, Noruega e EUA. Os parâmetros da equação relacionados à L_{reate} , α_{rec} e E_{CO_2} os quais dependem dos países analisados foram listados na Tabela 4.4 e na Tabela 4.5. Para o cálculo do consumo de energia diário do equipamento foi realizada uma modificação na Eq. 2.3, ao considerar que o equipamento opera na sua capacidade de pico dentro do horário comercial de 8 h. Nesse sentido, o consumo nominal diário, E_{ND} , pode ser calculado através da Eq. 4.3. Na equação, E_{CP} representa o consumo por hora determinado no teste de capacidade de pico em kWh h⁻¹; t_{CP} representa o tempo em h (8 h); E_D representa o consumo de energia diário em kWh Dia⁻¹ determinado através do teste de *stand-by*.

$$E_{ND} = E_{CP} t_{CP} + E_D \frac{(24-t_{CP})}{24} \quad (4.3)$$

A Tabela 4.12 apresenta os resultados dos testes que foram utilizados para o cálculo do *TEWI*. Detaca-se que esses resultados foram obtidos para a condição de teste padrão, ou seja, temperatura ambiente de 24 °C. Na tabela, pode ser observado que a redução de carga de ~40% é acompanhada com uma redução significativa no consumo de energia de aproximadamente 10%.

Tabela 4.12 –Resultados dos equipamentos utilizados para o cálculo do *TEWI*.

Carga (g)	h (hora Dia ⁻¹)	E_D (kWh Dia ⁻¹)	E_{CP} (kWh h ⁻¹)	E_{ND} (kWh Dia ⁻¹)	E_{anual} (kWh ano ⁻¹)
m	8	0,166	0,695	5,671	2069,8
$0,6m$	8	0,151	0,626	5,109	1864,7

*Dados encontrados para condição de teste padrão, $T_{amb} = 24$ °C.

A Figura 4.15 apresenta de forma separada as emissões diretas e indiretas de CO₂ equivalente geradas pelo sistema de refrigeração para os cenários analisados. Já a Figura 4.16 apresenta as emissões totais de CO₂ equivalente geradas pelo equipamento. Devido à redução de aproximadamente 40% na carga de fluido refrigerante, foi encontrado, que para todos os cenários, a redução das emissões diretas teve uma redução similar. Essa redução é mais significativa em países como o Brasil e a China os quais possuem baixas taxas de recolhimento e altas taxa de vazamento nos sistema de refrigeração. Já em relação às

emissões indiretas, foi encontrada uma redução aproximada de 10%, da mesma magnitude do que a encontrada para a redução do consumo de energia. Destaca-se que as emissões indiretas encontradas foram levemente maiores em relação às encontradas no item 4.1.1, devido a que foi simulada a operação do equipamento na sua capacidade máxima e ao fato de inserir o consumo de energia em *stand-by*. Com a inclusão desses fatores estima-se que as emissões calculadas por essa metodologia sejam mais aproximadas ao valor real.

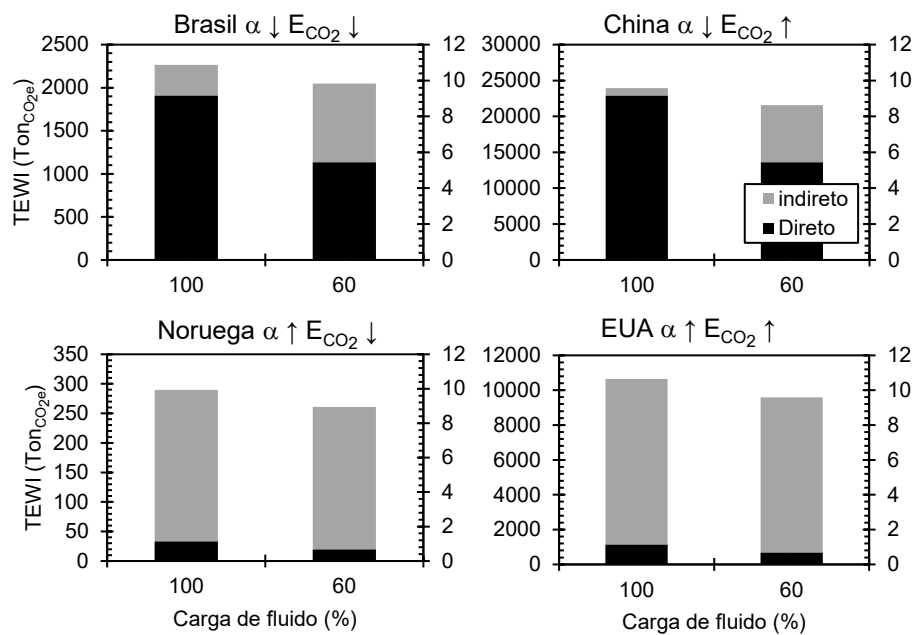


Figura 4.15 – Gráfico comparativo das Emissões de CO₂ estimadas em função da carga relativa de fluido refrigerante.

Por outro lado, ao analisar as emissões de CO₂ totais, na Figura 4.16, é possível observar que a alteração que a redução de carga de fluido de m para $0,6m$ gerou uma redução total de 10%. Em outras palavras, uma redução de 228, 2376, 29 e 1054 toneladas de CO₂ equivalentes, respectivamente para o cenário Brasileiro, Chinês, Norueguês, e Norte Americano. Da Figura 4.15, pode ser observado que, para todos os cenários, a parcela das emissões indiretas possui uma ordem de grandeza maior em relação às emissões direta. Por consequência, o consumo de energia do equipamento possui um impacto muito maior em relação à redução de carga do equipamento. Apenas considerando o cenário Brasileiro e conforme mencionado anteriormente, esse equipamento em estudo é um produto de linha e vendido em grandes quantidades.

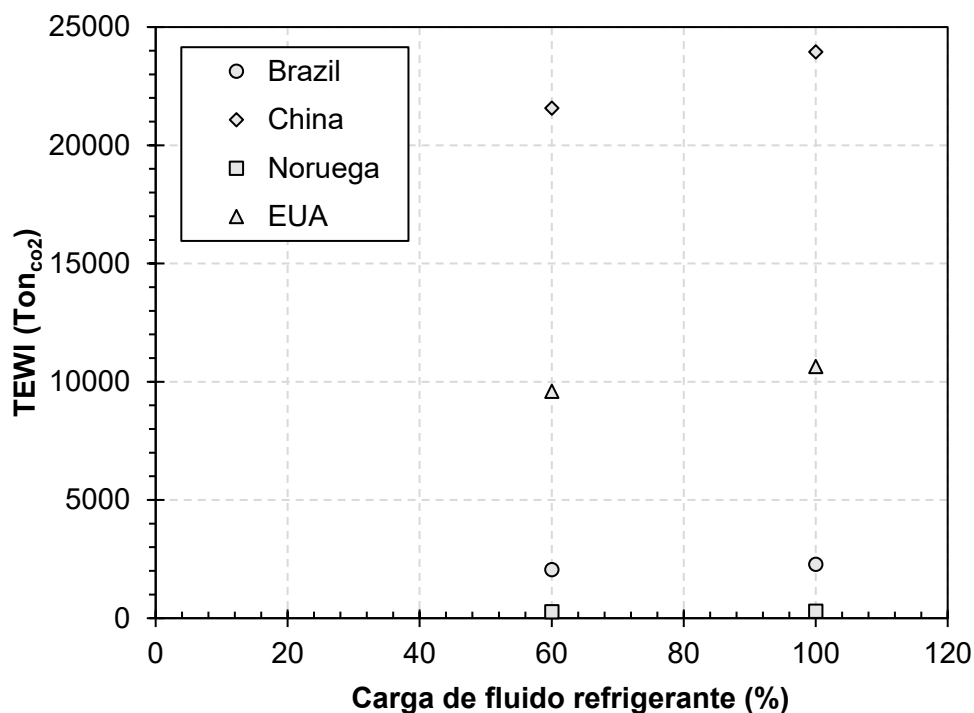


Figura 4.16 – Emissões totais de CO₂ equivalentes em função da carga de fluido refrigerante e do país.

A guisa de conclusão, pode ser evidenciado que uma análise em regime permanente permite identificar os parâmetros de operação do sistema de refrigeração mais favoráveis e obter uma estimativa da carga de fluido refrigerante. No entanto, é necessária também uma análise em regime transiente durante o desenvolvimento desse tipo refrigeradores de bebidas para poder garantir uma correta operação ao longo de uma ampla faixa de temperaturas de operação utilizando tubo capilar como dispositivo de expansão e menores emissões de CO₂ ao longo da vida útil do equipamento.

4.2. Refrigerador de bebida de carga reduzida

Nessa etapa serão apresentados os resultados relacionados à conversão do refrigerador de bebidas de R22 para operar com R290. No primeiro subitem serão tratados todos os pontos que foram necessários para viabilizar a essa conversão. Já no segundo subitem, será abordada uma análise comparativa desde o ponto de vista de desempenho e ambiental entre os dois refrigeradores de bebida, seguindo a metodologia tratada no item 4.1.2. O princípio de operação do refrigerador de bebidas, que será convertido para operar com fluidos refrigerantes HC, foi apresentado no item 2.6.

4.2.1. Desenvolvimento de refrigerador de bebida com carga reduzida

Para conseguir viabilizar a substituição de uma família inteira de refrigeradores de bebidas que atualmente operam com fluidos HFC e HCFC para operarem com HC, foi necessário utilizar nesse processo de conversão um equipamento com elevada carga de fluido refrigerante. Foi escolhido um refrigerador de bebidas comercial o qual será chamado ao longo do texto de EB-1. Conforme foi observado no item 4.1.2, a maior percentagem do fluido refrigerante é alocada no evaporador, por se tratar de um evaporador do tipo inundado, e no condensador, por ser dimensionado com volume excessivo para poder suportar os picos de pressão ao se operar com tamanha carga de fluido refrigerante. Assim, o projeto de equipamentos com capacidades de refrigeração maior segue a mesma premissa e, conseqüentemente, operam com cargas de fluido, evaporador e condensador maior. A conversão do equipamento foi iniciada substituindo o tipo de evaporador inundado por um evaporador de expansão seca. No entanto, não foi encontrado no mercado um evaporador que pudesse operar com as características de funcionamento similares às do equipamento base, baixo *pull-down*, baixo τ e elevada taxa de transferência de calor, para realizar uma substituição direta. Nesse sentido, foi proposto um evaporador de expansão seca.

O evaporador de expansão seca utilizado no refrigerador de bebidas é constituído basicamente por quatro componentes: conjunto de serpentinas, material intermediário, poço de medição e isolamento térmico, sendo que cada um realiza uma função em específica.

O conjunto de serpentinas tem como função transportar o fluido refrigerante e a bebida e realizar a troca de calor entre eles. O conjunto de serpentinas é composto por quatro (4) tubulações de aço inox, sendo duas (2) para o escoamento da bebida e duas (2) para o escoamento do fluido refrigerante. As quatro (4) tubulações estão dispostas de forma intercalada e o escoamento do fluido refrigerante e da bebida é realizado em fluxo paralelo, evitando assim o congelamento de alguma das serpentinas, conforme ilustrado na Figura 4.17. Essa configuração permite que as condições de troca de calor sejam mantidas para cada tubulação de bebida, garantindo uma melhor distribuição de temperatura e evitando pontos frios que possam levar ao congelamento e bloqueio de uma das tubulações **Erro! Fonte de referência não encontrada.** As serpentinas devem ser enroladas diretamente com o intuito de garantir o contato, o qual favorece, a transferência de calor entre as duas tubulações.

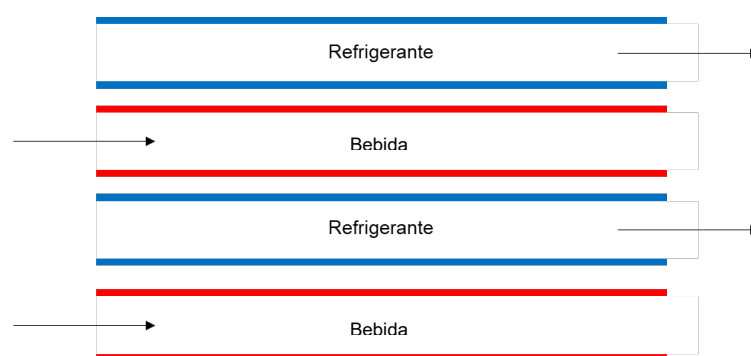


Figura 4.17 – Desenho esquemático ilustrando o escoamento das serpentinas de fluido refrigerante e da bebida.

Após enroladas as serpentinas, são colocadas dentro de um reservatório hermético e isolado termicamente e, para finalizar, é colocado um material intermediário. O material intermediário tem duas principais funções no evaporador, a primeira, servir como interface térmica entre as duas tubulações facilitando a troca de calor e, a segunda, servir como reservatório de energia. Esse último permite fornecer ao usuário uma quantidade de bebida à baixa temperatura sem a necessidade de o equipamento estar ligado. A preparação do material intermediário é realizada misturando as quantidades necessárias de cal e grafite, em pó, até atingir uma mistura homogênea. Na sequência, adiciona-se a quantidade de água necessária de forma gradativa à mistura de grafite e cal. Finalmente, utilizando um misturador de argamassa, agita-se até atingir uma mistura completamente homogênea. As propriedades termofísicas do material intermediário utilizado no refrigerador de bebidas são apresentadas na Tabela 4.13. Outras especificações técnicas do material intermediário podem ser encontradas na literatura (FRANCO, 2022; MARCUCCI PICO; CAVALIN, 2022).

Tabela 4.13 – Propriedades termofísicas do material intermediário. Fonte: (FRANCO, 2022).

Propriedade	Valor
Calor específico, C_p ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	4 – 4,3
Condutividade térmica, k ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	1 – 2
Massa específica, ρ (g cm^{-3})	1,2 – 1,65

O poço de medição tem a função de alojar o sensor de temperatura do controlador eletrônico. É importante destacar que a ponta inferior do poço de medição tem que ser amassada para evitar o ingresso do material intermediário. Além disso, o poço está localizado entre as últimas camadas do conjunto de serpentinas. O posicionamento do poço na última camada tem como objetivo garantir que a parcela da bebida que entra à alta temperatura gera

uma resposta do sensor do controlador de temperatura mais rápida e, simultaneamente, garante que toda a bebida que ingressou ao evaporador seja refrigerada até o instante em que o equipamento atinge o *set-point*. Após o posicionamento do poço de medição de temperatura entre as duas últimas camadas de tubos. O conjunto de serpentinas é posicionado no fundo do reservatório. Já com o conjunto de serpentinas posicionado, são realizadas as dobras e cortes necessários para dispor as extremidades, respeitando o padrão de escoamento apresentado na Figura 4.17. Destaca-se que as vias destinadas à bebida são completamente separadas uma da outra, permitindo assim o resfriamento de até dois tipos de cerveja. Já para o fluido refrigerante, a duas vias dispostas para esse fim, são unidas de forma que a vazão do ciclo de refrigeração seja dividida em dois. Isto é realizado utilizando uma junta de cobre de derivação em Y. Após realizada a brasagem das tubulações do ciclo de refrigeração, são soldadas as tubulações da bebida com as luvas roscadas de acoplamento das torneiras.

O evaporador é enchido com o material intermediário e, posteriormente, é fechado hermeticamente para evitar a evaporação da água utilizada durante a preparação do material intermediário. Para finalizar, o evaporador é isolado termicamente e posicionado para montagem no equipamento. Mais informações sobre a construção e disposição dos componentes do evaporador, podem ser consultadas na literatura existente (FONSATTI; MARCUCCI PICO; BANDARRA FILHO, 2020; MARCUCCI PICO; CAVALIN, 2021). Por último, pode se destacar que esse tipo de evaporador pode ser utilizado com qualquer fluido refrigerante e não apenas com o fluido R290. Apenas pela substituição do evaporador é possível atingir uma drástica redução de carga de fluido em até 70% da carga do sistema operando com o evaporador inundado. Esse fato também auxilia na redução de carga quando fluidos com maior GWP devam ser utilizados, mantendo baixas as emissões direta de CO₂ equivalente.

Uma vez substituído o evaporador de expansão inundada, por um de expansão seca, procedeu-se a substituir o condensador de fluxo cruzado e tubo-aleta por um condensador de microcanal, conforme altamente recomendado na literatura (FUENTES; ELBEL; HRNJAK, 2014; IIR, 2014; POGGI *et al.*, 2008). O compressor do sistema foi substituído por um de menor capacidade de refrigeração em relação ao utilizado no EB-1, uma vez que o comprimento da serpentina e a massa de material intermediário representam um reservatório de energia maior, em relação ao BS-1. Por efeitos de custo-benefício, foi mantido o tubo capilar como dispositivo de expansão (VISEK; ELBEL; HRNJAK, 2016). O tubo capilar foi dimensionado inicialmente utilizando a correlação de YANG e WANG (2008) e posteriormente otimizado variando a carga de fluido refrigerante pela metodologia proposta por BOENG

(2012). O tubo capilar foi diminuído para ser compatível com o novo fluido refrigerante e a carga do sistema foi mantida ao valor máximo permitido pelas normas.

4.2.2. Desempenho do PCR

Com o intuito de conhecer a fundo o funcionamento desse novo tipo de sistema, foi replicada a metodologia em regime transiente, apresentada no item 4.1.2, aos refrigeradores de bebidas PCR e EB-1.

Tabela 4.14 – Condições utilizadas para caracterização dos refrigeradores de bebida.

Parâmetro	EB-1	PCR
T_{amb} (°C)	24	24
T_b (°C)	24	24
t_a (s)	12	12
t_e (s)	3	3
n_b (-)	10	10
n_c (-)	10	10
t_c (s)	300	300
t_{pd} (s)	300	900

A Tabela 4.14 apresenta as condições de teste utilizadas para caracterização. Conforme apresentado no item 4.2.1, o refrigerador de bebidas de expansão inundada possui um tempo de *pull-down* extremamente baixo. Esse baixo *pull-down* se dá devido às elevadas taxas de transferência de calor e ao processo de liquefação do fluido refrigerante à baixa temperatura, o qual é controlado por pressão. Já o PCR, o princípio de funcionamento se dá pela refrigeração simultânea do MI e da bebida que permanece no interior das serpentinas, aproximadamente 750 ml, o que acaba gerando com que o equipamento deva operar com um tempo inicial maior. Uma vez que durante esse processo não há esocamento da bebida, a resistência térmica encontrada desde a tubulação de fluido refrigerante que refrigera simultaneamente o MI e a bebida é maior quando comparado com um evaporador do tipo inundado. Por esse motivo foi necessário alterar apenas o t_{pd} , de 300 s para 900 s, para os testes de capacidade de pico realizados no PCR, conforme apresentado na Tabela 4.14. Sendo que o t_{pd} mínimo necessário para o equipamento desligar nas condição de alta temperatura, 32 °C, é de 1200 s. A Figura 4.18 apresenta a evolução temporal da T_{EV} para os equipamentos EB-1 e PCR. Conforme pode-se observar, o EB-1 apresenta uma curva similar à do sistema apresentado no item 4.2.1, uma redução gradativa da T_{EV} até atingir a pressão

de desarme do sistema, representando o processo de enchimento do evaporador. Já para o PCR, após a partida do compressor, a T_{EV} apresenta uma redução drástica atingindo uma temperatura mínima de $\sim 9^\circ\text{C}$, a qual é acompanhada de um SH de pico de até 23 K.

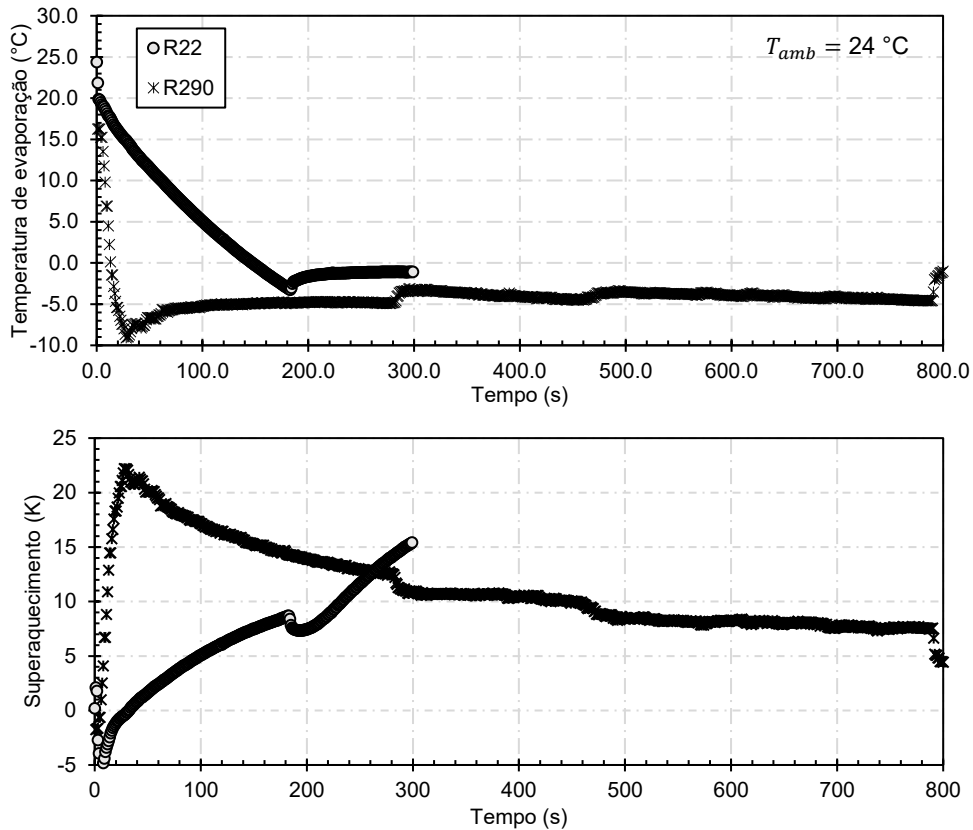


Figura 4.18 – Temperatura de evaporação em função do tempo.

Durante esse processo, a carga térmica do sistema é muito alta e isto faz com que o evaporador opere praticamente seco e, gradativamente, uma grande parte do fluido refrigerante seja deslocado ao condensador. Esse processo de partida do equipamento é caracterizado por uma elevada vazão mássica no compressor e uma baixa vazão mássica no tubo capilar, ocasionada pela alta T_{EV} e pela baixa T_{CD} (ver Figura 4.19), conforme pode ser observado na . Esse fato pode ser constatado ao observar o SC de pico, encontrado no período de tempo de 0 – 40 s apresentado na Figura 4.19 (BJÖRK; PALM, 2006b). Após ultrapassados os 40 s, percebe-se que a T_{EV} tende a estabilizar $\sim 5^\circ\text{C}$, enquanto o SH e o SC começam a diminuir gradativamente. Durante esse processo de estabilização o fluido refrigerante é deslocado do condensador para o evaporador, até atingir um SH e um SC aproximados de 7 e 5 K, respectivamente. Destaca-se que todas as variáveis termodinâmicas medidas no PCR apresentam uma mudanças mais lenta, similares às encontradas em um refrigerador doméstico, quando comparado com o EB-1. A variação máxima encontrada após

o período após o pico na T_{EV} e T_{CD} de foi de 15 °C e < 5 °C para o EB-1 e o PCR, respectivamente. Consequentemente, o EB-1 sofreu variações substancialmente maiores em relação ao PCR nos parâmetros SH e SC , atingindo variações de até 20 K. Essas variações são consequência da maior carga de fluido no sistema, entre ambos os equipamentos EB-1 e PCR.

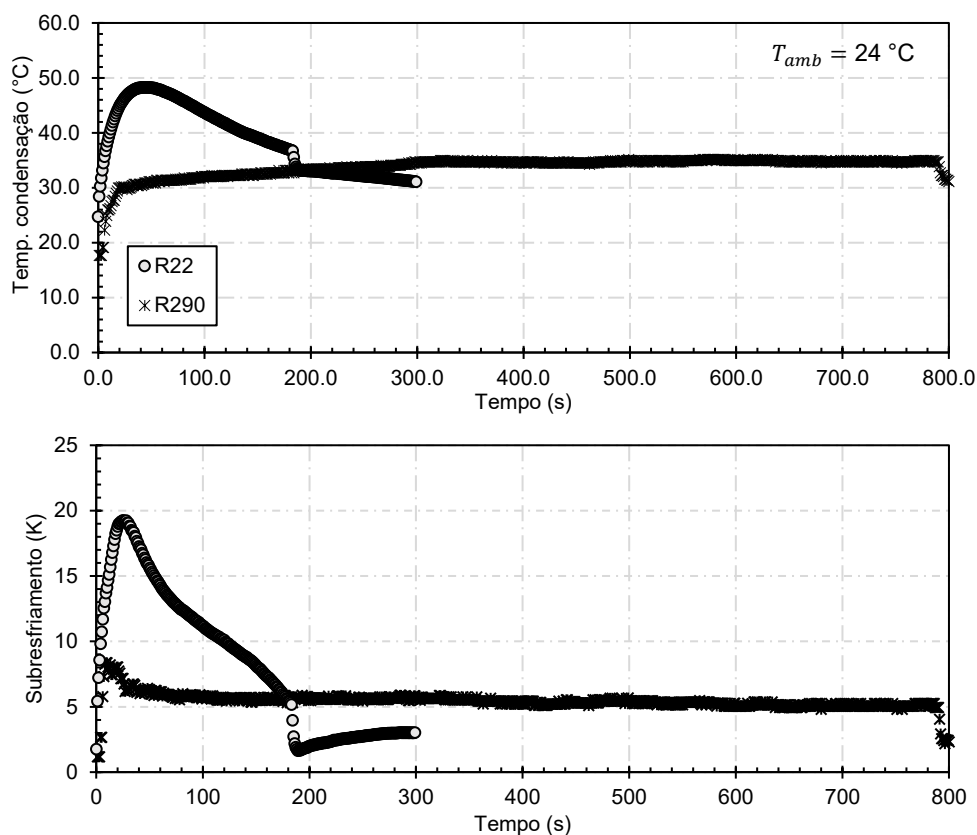


Figura 4.19 - T_{CD} e SC em função do tempo para a condição de 24 °C.

A Figura 4.20 apresenta a potência aparente medida em VA de ambos os sistemas operando durante o período de *pull-down*. Nesse gráfico, é possível observar que o EB-1 (R22) apresenta uma redução drástica na potência instantânea do equipamento, principalmente após o instante de tempo (~32 s) em que acontece o pico de T_{CD} , SC e SH . Nesse sentido, pode ser concluído que conforme é realizado o enchimento do evaporador a potência é diminuída até o instante em que o equipamento desliga. Essa grande variação da potência consumida pelo sistema se deve à elevada carga de fluido refrigerante e grande variação que apresentam as propriedades termodinâmicas, conforme mencionado no parágrafo anterior. Já em relação ao PCR, percebe-se que a potência instantânea é aproximadamente inmutável no tempo e possui um valor menor quando comparado com o sistema EB-1, com um valor médio de ~700 VA.

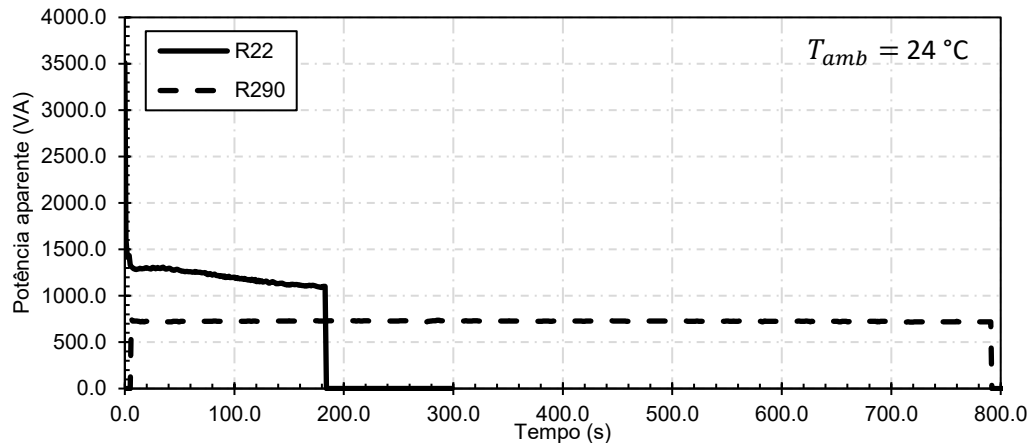


Figura 4.20 – Potência aparente de ambos os refrigeradores em função do tempo.

A Figura 4.21 (a) apresenta o tempo de *pull-down* de ambos os equipamentos, EB-1 e PCR, para o *set-point* de 0 °C. Do gráfico, pode ser inferido que o PCR possui um tempo inicial maior em relação ao EB-1, com uma diferença aproximada de 5 min (aumento de ~140%). Nesse sentido, ao analisar a Figura 4.20 e Figura 4.21 (a), pode-se concluir também, que durante esse período, o consumo de PCR é mais elevado quando comparado com o EB-1. Uma outra característica do PCR, é o fato de poder mudar a temperatura de saída da bebida facilmente, podendo ser controlada entre 8 e -2,5 °C. Sendo essa uma característica que não possui o EB-1, e que apenas pessoas qualificadas podem controlar, caso contrário pode ocorrer o congelamento da serpentina. A Figura 4.21 (b) apresenta a relação entre o tempo *pull-down* e a temperatura configurada no controlador do PCR. Do gráfico, pode ser inferido que existe uma relação linear na faixa de temperatura de -2 até 2 °C, sendo esta uma faixa utilizada convencionalmente para refrigeração de cerveja. Conseqüentemente, pode-se inferir que existe também uma relação significativa entre o consumo de energia e o *set-point* programado para a temperatura e saída da bebida.

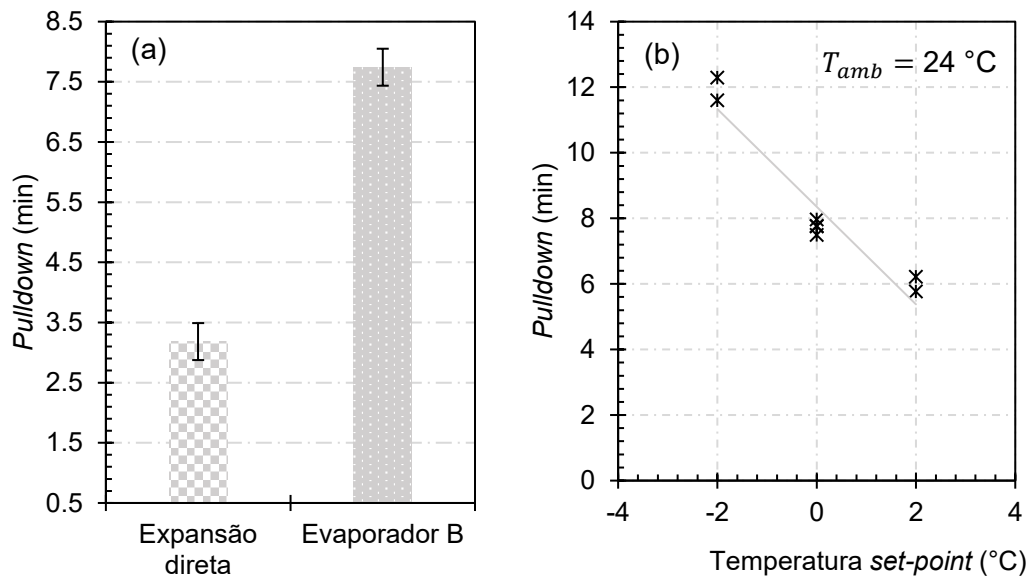


Figura 4.21 – (a) Gráfico de barras comparativo entre o *pull-down* dos dois equipamento; (b) Relação entre o *pull-down* e o *set-point* do PCR.

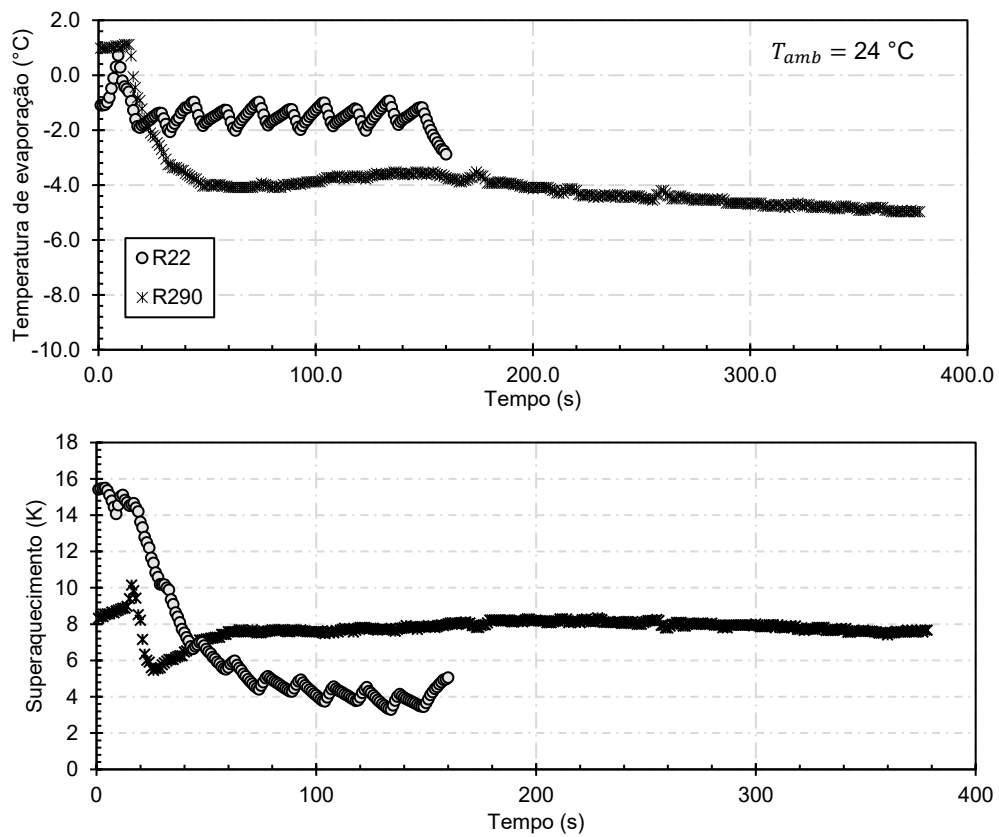


Figura 4.22 – T_{EV} e SH durante o processo de extração de bebida.

Após o período de *pull-down*, é iniciada a extração de bebida. Nesse sentido, a Figura 4.22 apresenta a evolução da T_{EV} e do SH em função do tempo. Para o equipamento EB-1, é possível de ser observado que, no instante de tempo 0 s, a T_{EV} começa a aumentar significativamente, até a partida do compressor, ~ 10 s, na qual é atingido o diferencial de pressão máximo do pressostato. Após o compressor parte, a T_{EV} decai rapidamente até $\sim -2,0$ °C e novamente começa subir devido à entrada da bebida novamente. Esse processo é repetido cada vez que a válvula solenoide é accionada e a T_{EV} acaba oscilando entre -2 e -1 °C. Após o fechamento da válvula solenoide na última extração, a T_{EV} decai rapidamente e até $\sim -3,5$ °C e o sistema é desligado. Já para o PCR, o sistema é accionado pelo controlador de temperatura pouco tempo depois, em relação ao sistema EB-1. Um vez que o compressor parte, a T_{EV} começa a diminuir gradativamente durante a extração de bebida até atingir o valor de $\sim -4,0$ °C. Um ponto importante a ser destacado é que, a extração de bebida não afeta diretamente a T_{EV} quando comparado com o sistema EB-1, em outras palavras, não é possível observar uma oscilação de alta frequência nessa variável no tempo. Em relação ao SH do EB-1, é possível identificar que cai conforme até um valor próximo à 4 K, em contrapartida estabilizou com um valor de ~ 7 K.

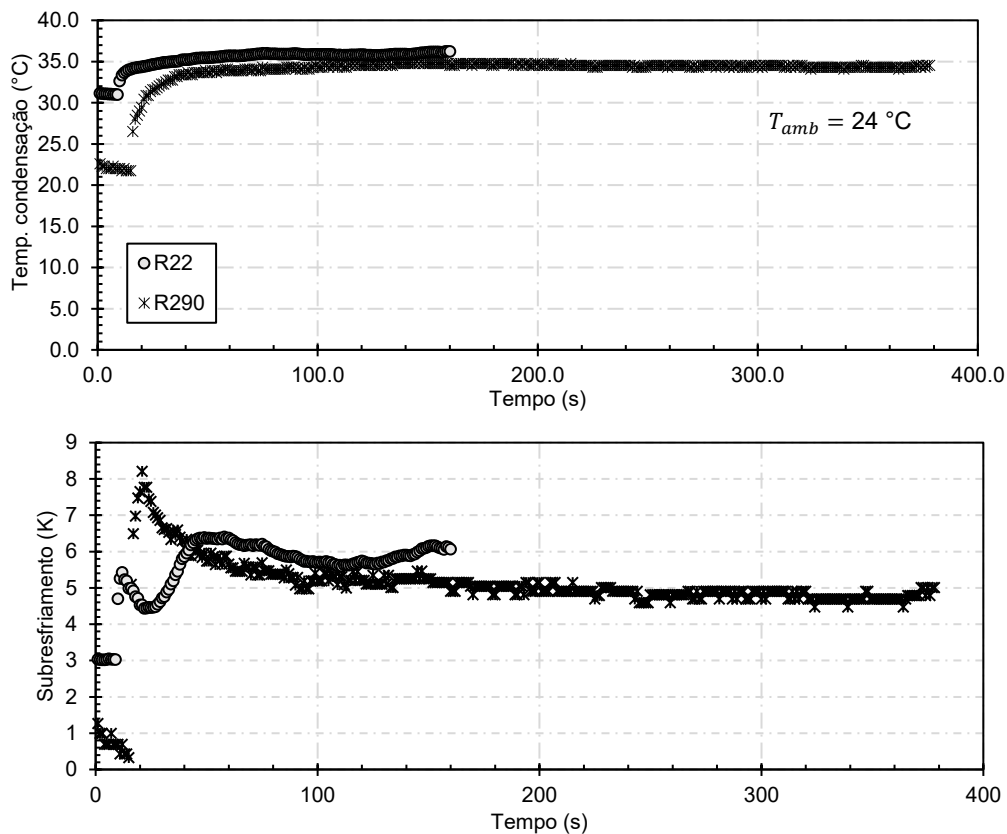


Figura 4.23 – T_{CD} e SC durante o período de extração de bebida.

Na Figura 4.23, podem ser observados a T_{DC} e o SC de ambos os equipamentos. Para o PCR, a T_{Cd} aumenta gradativamente até atingir uma temperatura de estabilização aproximada de 35 °C, enquanto que o EB-1, estabiliza para uma temperatura de 35 °C. Já em relação ao SC , percebe-se que, para o EB-1, esse parâmetro diminui até um valor mínimo de ~4,5 K e posteriormente aumenta e estabiliza em ~ 5 K. Por outro lado, o PCR, possui apenas uma redução gradativa do SC de ~8 K até 5 K, ponto no qual estabiliza até o final do ciclo. Para ambos os equipamentos, pode-se concluir que a variação dos parâmetros termodinâmicos é menos drástica nessa região, quando comparado com a partida inicial, o *pulldown*.

A temperatura de saída das bebidas extraídas durante os testes foi medida para ambos os equipamentos e reportada na Figura 4.24 e Figura 4.25. A Figura 4.24 apresenta de forma ilustrativa a temperatura de todas as extrações de bebida de um teste realizadas para o EB-1 e o PCR. Para ambos os equipamentos é possível observar que a temperatura do primeiro copo de cada ciclo é levemente superior em relação às outras, valores próximos à 3 °C. Além disso, também pode ser observado que a temperatura das bebidas extraídas no PCR é levemente inferior quando comparado a temperatura das bebidas extraídas no EB-1. Para realizar uma análise justa de ambos equipamentos, foram realizadas 5 réplicas do mesmo teste e a temperatura média da primeira bebida e de todas as bebidas extraídas foram reportadas na Figura 4.25 (a) e (b), respectivamente. Da Figura 4.25 (a) pode ser concluído que a temperatura da primeira extração é a mesma, uma vez que recai dentro da região de incerteza, em que ambos os equipamentos apresentaram uma temperatura aproximadamente igual 0 °C. Por outro lado, a temperatura média da bebida do PCR apresentou um valor (0 °C) significativamente inferior quando comparado com a temperatura média das extrações realizadas no EB-1 (2 °C).

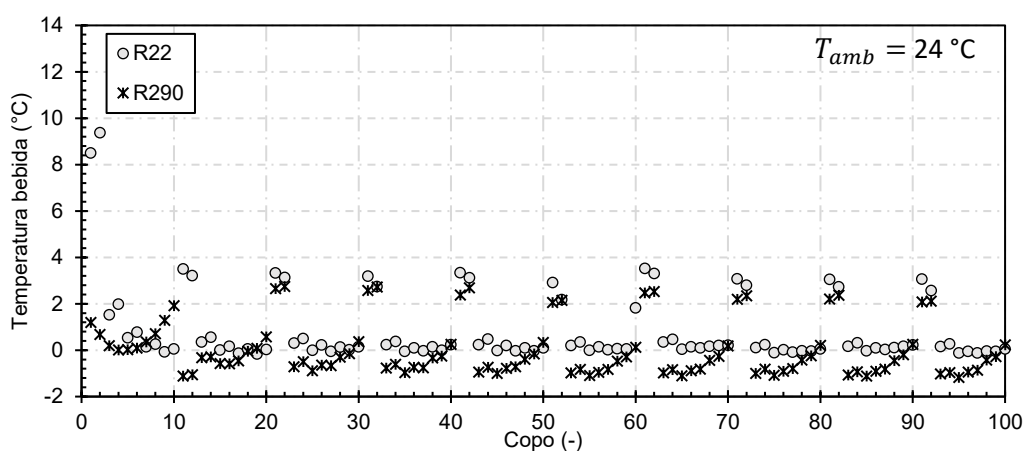


Figura 4.24 – Temperatura de saída bebida de um dos testes realizados para ambos .

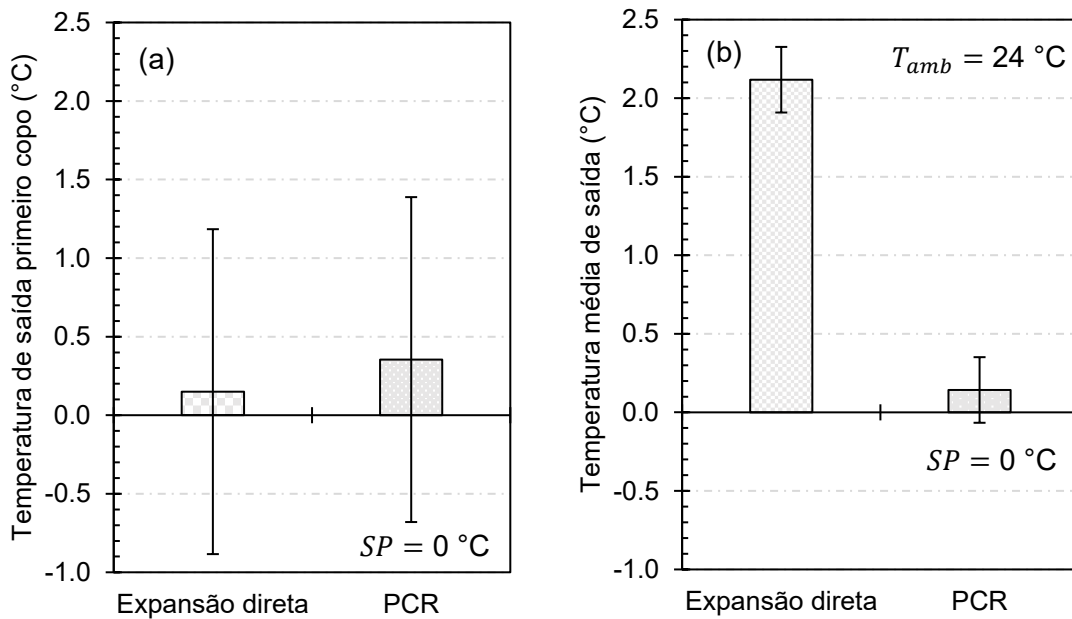


Figura 4.25 – Temperatura de saída (a) do primeiro copo e (b) média dos copos.

Uma vez que o PCR possui a característica de variar a temperatura de saída da bebida a través do controlador, a Figura 4.26 (a) e (b) apresentam respectivamente a relação entre o *set-point* e a temperatura de saída do primeiro copo e a média das extrações, respectivamente. Do gráfico observa-se que, dentro da faixa analisada, pode-se ser concluído que existe uma relação direta entre o valor configurado e o obtido durante as extrações.

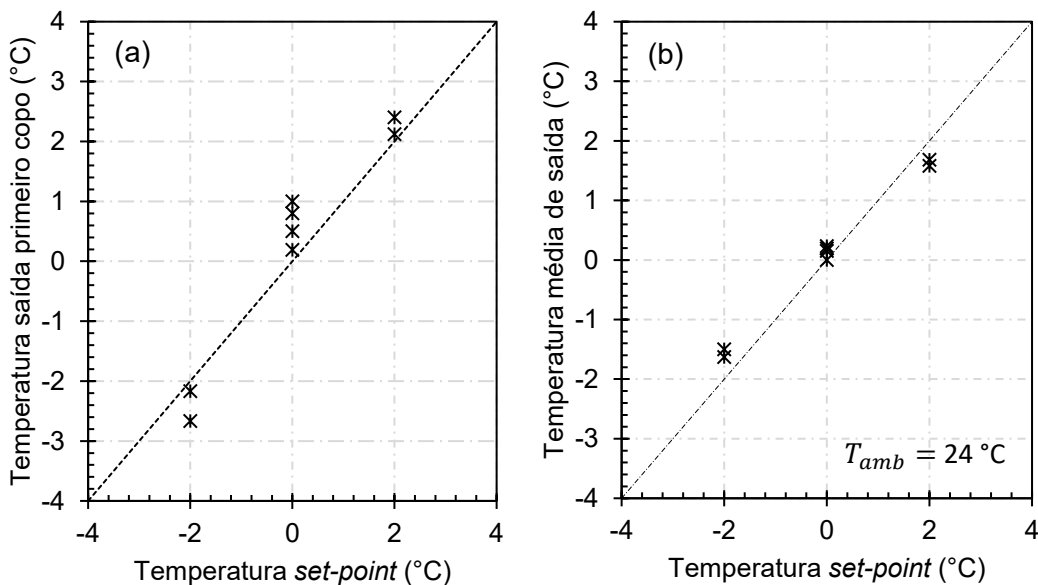


Figura 4.26 – (a) Temperatura do primeiro copo e (b) Temperatura média de saída da bebida em função do *set-point*.

A Figura 4.27 apresenta a potência aparente medida em VA durante as extrações de bebidas dos dois equipamentos analisados. Para ambos os equipamentos é possível observar que operam com uma potência aparente aproximadamente constante ao longo de todo o ciclo, com valores médios de ~1100 e 720 VA, respectivamente para o EB-1 e o PCR. Em contrapartida, o tempo de operação do PCR é maior em relação ao do EB-1, em ~36%. O aumento no tempo de funcionamento do PCR incrementa o τ , conforme pode ser observado na Figura 4.28 (a) e, conseqüentemente, o consumo do equipamento, ver Figura 4.28 (b). Isto leva que para o sistema operando com *set-point* de 0 °C o consumo de energia do PCR seja mais elevado em relação ao do EB-1.

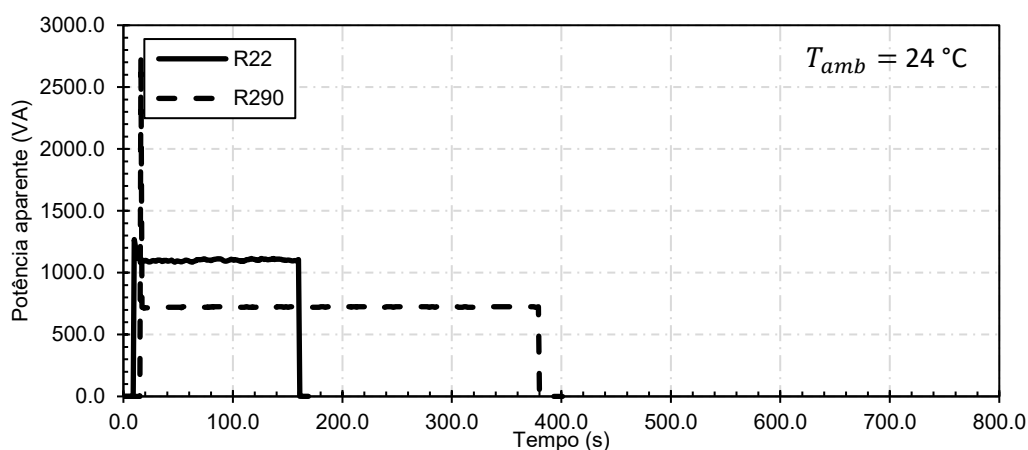


Figura 4.27 – Potência aparente instantanea medida durante a extração de bebidas.

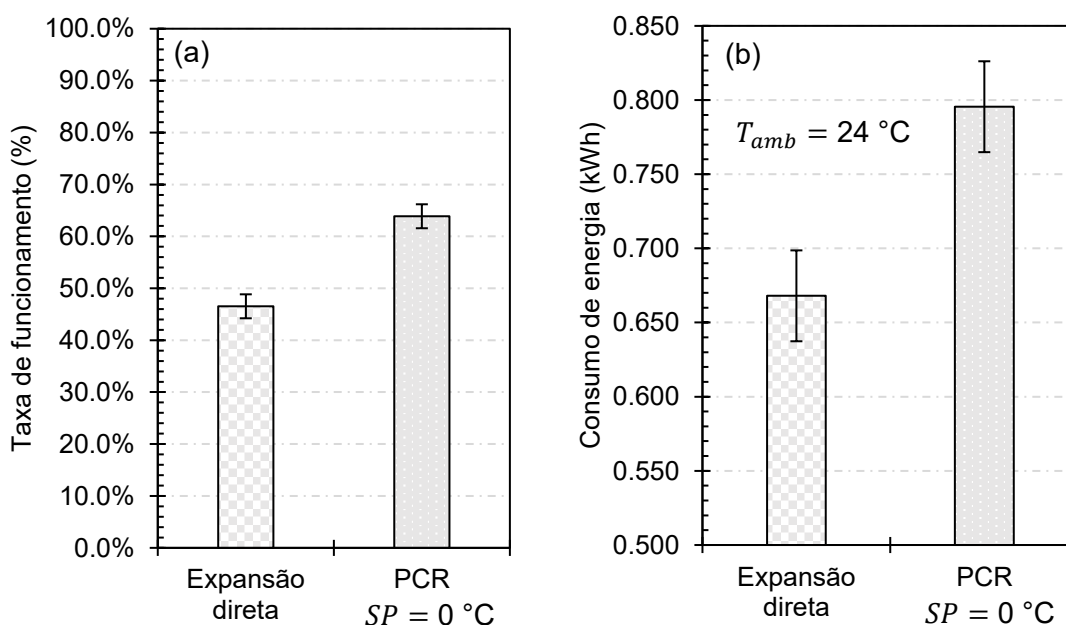


Figura 4.28 – Gráfico comparativo entre os dois equipamento da (a) Taxa de funcionamento e (b) do consumo de energia.

O consumo de energia e o τ durante o teste de capacidade de pico variando o *set-point* do PCR é apresentado na Figura 4.29 (a) e (b), respectivamente. Dos gráficos pode ser observado que existe uma redução de até 33% no consumo de energia ao incrementar o *set-point* de -2 para 2 °C, de forma similar, τ apresentou uma redução de ~80% para 55%. Assim, ao contrastar a temperatura média de saída da bebida do EB-1, ~2 °C (ver Figura 4.25 (b)), e a relação próxima entre *set-point* e a temperatura média de saída da bebida para o PCR, ver Figura 4.26 (b), é possível concluir que, para obter um rendimento similar entre os dois equipamentos, o PCR deve operar com um *set-point* de 2,0 °C, com o qual oferecerá um consumo de energia similar, com diferença máxima de 1%, e uma temperatura média de saída da bebida aproximadamente igual. Dentro da faixa de variação da temperatura do *set-point*, -2 a 2 °C, não foi apresentado congelamento da serpentina em testes realizados com cerveja comercial de com baixo teor de álcool (2,5 %v/v).

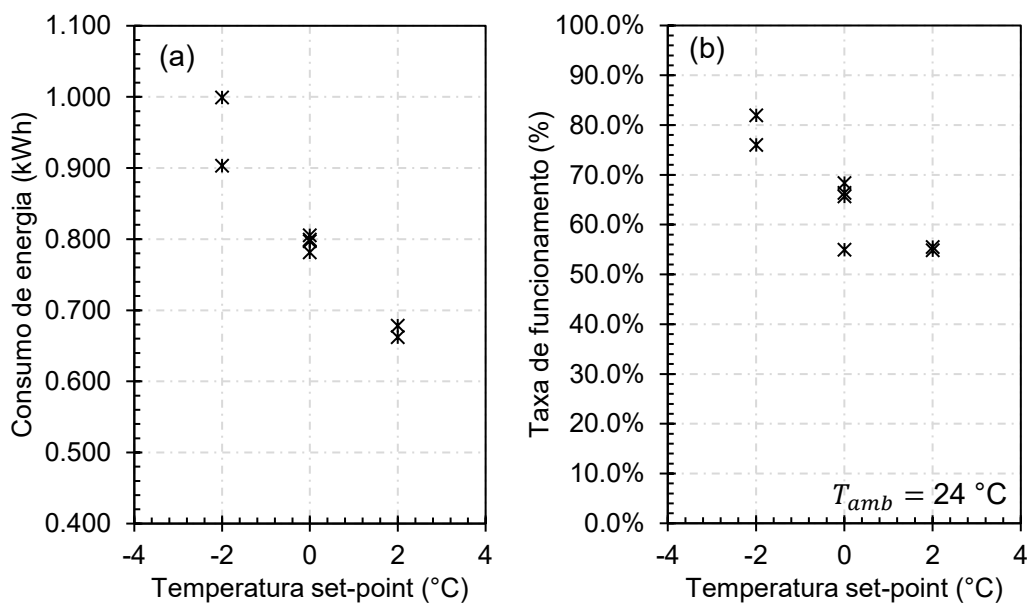


Figura 4.29 – (a) Consumo de energia e (b) τ em função do *set-point* do PCR.

Posterior ao teste de capacidade de pico, foi realizado o teste de consumo de energia em *stand-by* na intenção de determinar o consumo de energia diário nesse regime de operação de ambos os equipamentos. Os resultados de E_D e de τ médios obtidos para esses testes são apresentados na Tabela 4.15 para ambos os equipamentos e na condição de temperatura ambiente padrão. Pela tabela, pode ser evidenciada que para a mesma condição de teste o PCR apresenta um consumo de energia em *stand-by* inferior quando comparado com o EB-1, em aproximadamente 28%. Para esse mesmo regime de operação, o τ do PCR apresentou um leve em relação ao EB-1. Embora o τ do PCR tenha sido maior em relação ao EB-1, foi a

redução da potência instanea consumida pelo equipamento que permitiu que o E_D permaneça-se inferior à do EB-1.

Tabela 4.15 – E_D e τ , para os equipamentos analisados na condição de $T_{amb} = 24$ °C.

Equipamento	E_D (kWh Dia ⁻¹)	τ (%)
EB-1	0,680	2,00
PCR	0,490	2,82

As emissões de CO₂ equivalentes foram calculadas utilizando a mesma metodologia apresentada no item 4.1.2. A Tabela 4.16 apresenta os resultados dos testes que foram utilizados para o cálculo do *TEWI*. Destaca-se que esses resultados foram obtidos para a condição de teste padrão, ou seja, temperatura ambiente de 24 °C. Na tabela, pode ser observado que a redução de carga de ~40% é acompanhada com uma redução significativa no consumo de energia de aproximadamente 10%. Conforme pode ser observado na Tabela 4.16, foi considerado um cenário de operação do equipamento no regime de capacidade de pico de 8 h por dia. Com esses parâmetros, foi determinado o consumo de energia através da Eq. 4.3. Os parâmetros relacionados à emissão de CO₂ pela geração de energia e às práticas de refrigeração dos cenários analisados, Brasil, China, EUA e Noruega foram listados na Tabela 4.4 e Tabela 4.5, respectivamente.

Tabela 4.16 – Resultados dos equipamentos utilizados para o cálculo do *TEWI*.

Equipamento	h (hora Dia ⁻¹)	E_D (kWh Dia ⁻¹)	E_{CP} (kWh h ⁻¹)	E_{ND} (kWh Dia ⁻¹)	E_{anual} (kWh ano ⁻¹)
EB-1	8	0,68	0,668	5,797	2116,0
PCR	8	0,49	0,662	5,622	2052,3

*Dados calculados para a condição de teste padrão, $T_{amb} = 24$ °C.

A Figura 4.30 apresenta de forma separada as emissões diretas e indiretas de CO₂ equivalente ao longo da vida útil do equipamento para os quatro cenários analisados. Destaca-se que as emissões diretas foram reduzidas significativamente em aproximadamente 99% para todos os cenários. Esse fato se deve, principalmente à junção da substituição do R22 (GWP₁₀₀ = 1200) pelo R290 (GWP₁₀₀ ~3) fluido de trabalho do sistema e à elevada redução de carga atingida durante a conversão do equipamento. Já em relação às emissões indiretas, a redução das emissões encontradas durante o processo de conversão foi menor

para todos os quando comparada com as emissões direta, com um valor médio de 3% em relação ao EB-1. Destaca-se ainda, que as emissões totais foram reduzidas em mais ou menos uma percentagem similar à redução das emissões indiretas, uma vez que são elas as que possuem a maior ordem de grandeza no cálculo do *TEWI*. A Tabela 4.17 apresenta as emissões totais de CO₂ em toneladas encontradas para cada um dos cenários analisados de ambos os equipamentos e a diferença entre as duas emissões.

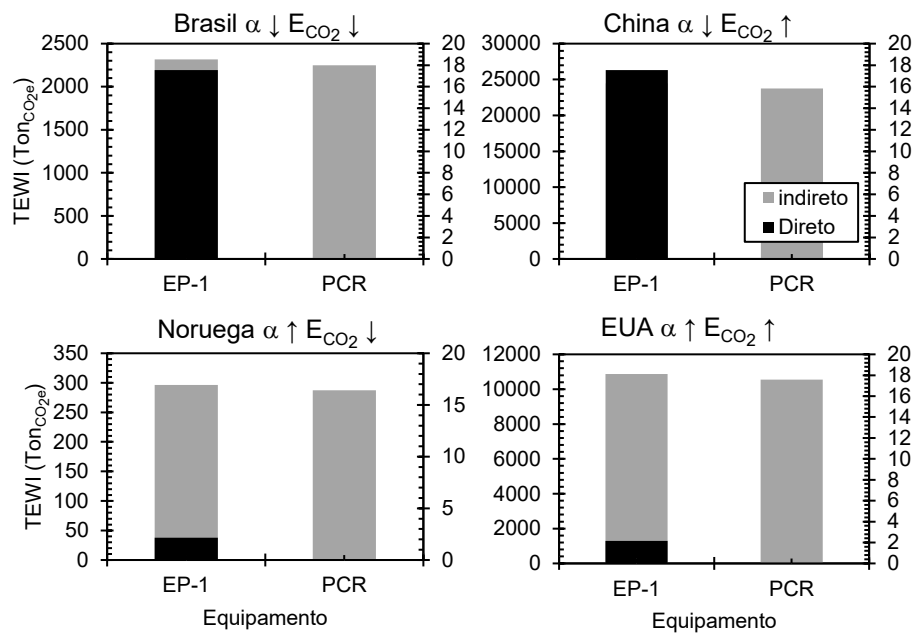


Figura 4.30 – Gráfico comparativo das Emissões de CO₂ estimadas entre o EB-1 e o PCR.

Tabela 4.17 – Emissões totais calculadas para ambos os equipamentos.

Pais	Emissões totais EB-1 (TonCO ₂)	Emissões totais PCR (TonCO ₂)	Diferença (TonCO ₂)
Brasil	2334,6	2247,2	87,36
China	24489,4	23734,5	754,9
Noruega	298,4	287,3	11,1
EUA	10878,5	10548,7	329,9

CAPÍTULO V

CONCLUSÕES E DESDOBRAMENTOS FUTUROS

5.1. Conclusões

O presente trabalho focou-se na redução das emissões diretas e indiretas geradas por refrigeradores de bebidas comerciais existentes, através da diminuição da quantidade de fluido refrigerantes sintéticos, HCFC e HFC, contido no sistema e no desenvolvimento de novas tecnologias de refrigeração que permitissem a operação desse tipo de equipamentos com baixas cargas de fluido refrigerante.

Foi realizado um levantamento bibliográfico sobre a aplicação de fluidos refrigerantes alternativos e naturais, *retrofit* em sistemas de refrigeração comercial, métodos de determinação e redução de carga de fluido refrigerante. Do levantamento foi possível construir as bases teóricas e práticas que serviram para o desenvolvimento do presente trabalho.

Um aparato experimental completamente instrumentado e automatizado foi construído para simular extração de bebidas a as condições externas de operação, temperatura e umidade. Com aparelho experimental desenvolvido foi possível aplicar e adaptar as metodologias em regime permanente e transiente para avaliar experimentalmente o desempenho dos refrigeradores de bebidas.

A metodologia em regime permanente aliada com uma otimização de carga simplificada permite determinar reduções de carga de fluido refrigerante de 1620 g para 1360 g. Essa redução de carga permitiu maximizar o coeficiente de desempenho do equipamento em até 3,9%, principalmente a causa da intensificação da capacidade de refrigeração do sistema. Por outro lado, essa metodologia se torna importante para determinar os principais parâmetros de operação e a carga mínima de fluido refrigerante necessária para realizar o arrasto do óleo ao compressor. Fator de alta importância para poder garantir a vida útil do equipamento. Por intermédio dessa metodologia, foram realizadas reduções de carga de fluido refrigerante em equipamentos de linha de duas empresas nacionais, dos quais foi possível atingir uma redução de carga de fluido refrigerante entre 20 e 45%.

A metodologia em regime transiente, por outro lado, permite validar a evolução das variáveis do sistema no tempo conforme um regime de aplicação mais real. Além disso, permite a corretas aplicações dos componentes do sistema de refrigeração, respeitando as restrições técnicas. Nesse regime de teste também é verificada a temperatura das bebidas e potenciais congelamentos. Maiores reduções de carga, de até ~40%, de foram possíveis utilizando essa metodologia acoplada à otimização da carga e tubo capilar. Essa metodologia permitiu reduzir as emissões de carbono total em aproximadamente 10%.

Das duas metodologias abordadas, é possível identificar que é necessário que as duas sejam aplicadas durante o desenvolvimento de um novo refrigerador. De forma inicial deve ser utilizada a metodologia em regime permanente para determinar a carga mínima de operação do sistema. Essa carga é definida como a menor carga de fluido refrigerante em que é visualizada a passagem de óleo no retorno do compressor. Após, determinada a carga mínima de operação, a carga de fluido refrigerante é incrementada em intervalos entre 100 e 200 g para determinar a carga ótima de operação. Posteriormente, é aplicada a metodologia em regime transiente para validar a distribuição de fluido refrigerante dentro do sistema para as condições de baixa, alta e temperatura padrão. Durante esse procedimento, devem ser atingidos os parâmetros desejados de operação do sistema (ex. T_{EV} , SH , SC etc.). Destaca-se que o superaquecimento máximo para garantir o retorno de óleo ao compressor deve estar entre 4 e 7 K.

Foi desenvolvido um protótipo de um refrigerador de bebidas de carga reduzida. Para atingir a redução de carga necessária foram utilizados de trocadores de calor de microcanal e foi desenvolvido um evaporador de expansão seca. Por intermédio do protótipo foi possível reduzir a carga de fluido refrigerante de 4500 g de R22 para 150 g de R290. Essa redução viabilizou a aplicação do propano (R290) ao estar dentro dos limites permitidos pelas normas de segurança. A carga com que o protótipo opera é o limite superior permitido pelas normas internacionais para que sistema não possua limitações de espaço ou requeira componentes com certificados de segurança intrínseca, sem impactar, significativamente, nos custos de produção do equipamento ao passar do R22 para o R290. O protótipo de carga reduzida apresenta-se com uma solução de longo prazo que permitirá reduzir em até 99% as emissões diretas de CO₂ e em, aproximadamente, 3% as emissões totais geradas por esse equipamento em todos os cenários analisados.

5.2. Desdobramentos e trabalhos futuros

O estudo da durabilidade do material intermediário utilizados no protótipo de carga reduzida, otimização de concentrações, variação de constituintes e novas aplicações proporcionam um vasto campo de estudo para trabalhos futuros. Outro ramo de estudo

potencial seria o desenvolvimento de novos sistemas para obter maiores capacidades de refrigeração específicas e permitir a aplicação de fluido refrigerante em sistemas comerciais de maior porte.

Por outro lado, conforme evidenciado ao longo do texto, as emissões totais de CO₂ estimadas são altamente sensíveis ao consumo de energia e, conseqüentemente, o estudo de metodologias para redução do consumo de energia torna-se um alvo muito atrativo para trabalhos futuros. Assim podem ser destacados, substituição dos pressostatos analógicos em sistemas atuais por sistemas eletrônicos de baixo custo e com lógicas desenvolvidas para obter um menor consumo de energia. Principalmente, para o protótipo de carga reduzida, abre-se um grande campo com maior potencial de pesquisa em relação ao consumo de energia, compressores de velocidade variável, ventiladores de velocidade variável, controladores de temperatura eletrônicos com melhores lógicas etc. Atualmente, como desdobramento dessa pesquisa, no laboratório, já está sendo desenvolvido um trabalho relacionado à novas lógicas de controle de temperatura para o sistema original baseadas no padrão do consumo do usuário.

REFERENCIAS

- ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. *NBR_16401-3_2008.pdf*. [S.l: s.n.]. Disponível em: <http://www.ductbusters.com.br/normas/NBR_16401-3_2008.pdf>. , 2008
- AFONSO, C.; GABRIEL, J. Study and analysis of a cooling system for draught drinks. *International Journal of Refrigeration*, v. 45, p. 198–209, 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.06.006>>.
- AFONSO, Clito F. Household refrigerators: Forced air ventilation in the compressor and its positive environmental impact. *International Journal of Refrigeration*, v. 36, n. 3, p. 904–912, 2013. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.10.025>>.
- AFONSO, Clito; GABRIEL, Joaquim. Study and analysis of a cooling system for draught drinks. *International Journal of Refrigeration*, v. 45, p. 198–209, 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.06.006>>.
- ANSI/ASHRAE. *ANSI/ASHRAE Standard 34-2013: Designation and safety classification of refrigerants. ASHRAE Standard*. [S.l: s.n.], 2013.
- ANTUNES, Arthur Heleno Pontes. Processo de substituição de R22 em sistemas de refrigeração comerciais. p. 136, 2015.
- APREA, C.; GRECO, A.; MAIORINO, A. An experimental evaluation of the greenhouse effect in the substitution of R134a with CO₂. *Energy*, v. 45, n. 1, p. 753–761, 2012. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.07.015>>.
- APREA, Ciro *et al.* Expanded Total Equivalent Warming Impact analysis on experimental standalone fresh-food refrigerator. *Energy Conversion and Management: X*, v. 15, n. July, 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2022.100262>>.
- APREA, Ciro; DE ROSSI, Filippo; MASTRULLO, Rita. The uncertainties in measuring vapour compression plant performances. *Measurement: Journal of the International Measurement Confederation*, v. 21, n. 3, p. 65–70, 1997. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S0263-2241\(97\)00040-7](https://doi.org/10.1016/S0263-2241(97)00040-7)>.
- ASHRAE. *Methods of testing for rating pre-mix and post-mix beverage dispensing equipment. ASHRAE Standard*. Atlanta: [s.n.], 2018a.
- ASHRAE. *Refrigeration*. SI Edition ed. Atlanta: ASHRAE, 2018b.
- BANDARRA FILHO, Enio P.; CHENG, Lixin; THOME, John R. Flow boiling characteristics and flow pattern visualization of refrigerant/lubricant oil mixtures. *International Journal of Refrigeration*, v. 32, n. 2, p. 185–202, 2009. Disponível em:

<<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.06.013>>.

BANSAL, Pradeep; VINEYARD, Edward; ABDELAZIZ, Omar. Status of not-in-kind refrigeration technologies for household space conditioning, water heating and food refrigeration. *International Journal of Sustainable Built Environment*, v. 1, n. 1, p. 85–101, 2012. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijsbe.2012.07.003>>.

BELL, Ian H. *et al.* Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, v. 53, n. 6, p. 2498–2508, 2014.

BJÖRK, Erik; PALM, Björn. Performance of a domestic refrigerator under influence of varied expansion device capacity, refrigerant charge and ambient temperature. *International Journal of Refrigeration*, v. 29, n. 5, p. 789–798, 2006a. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.11.008>>

BJÖRK, Erik; PALM, Björn. Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator, Part I: Transient conditions. *Applied Thermal Engineering*, v. 26, n. 8–9, p. 829–837, 2006b. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.10.003>>.

BJÖRK, Erik; PALM, Björn. Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator. Part II: Steady state conditions. *Applied Thermal Engineering*, v. 26, n. 8–9, p. 866–871, 2006c. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.10.004>>.

BOENG, Joel. *Uma metodologia para a seleção do par tubo capilar-carga de refrigerante que maximiza o desempenho de refrigeradores domésticos*. 2012. 141 f. Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

ÇAĞLAR, Ahmet. Optimization of operational conditions for a thermoelectric refrigerator and its performance analysis at optimum conditions. *International Journal of Refrigeration*, v. 96, p. 70–77, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.09.014>>.

CALM, James M. The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, n. 7, p. 1123–1133, 2008a. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.01.013>>.

CHEN, Rui; WU, Jianhua; DUAN, Jvyuan. Performance and refrigerant mass distribution of a R290 split air conditioner with different lubricating oils. *Applied Thermal Engineering*, v. 162, n. June, p. 114225, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114225>>.

CHO, Wonhee *et al.* Refrigerant charge reduction in R600a domestic refrigerator-freezer by optimizing hot-wall condenser geometry. *International Journal of Refrigeration*, v. 117, p. 295–

306, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.05.012>>.

CICONKOV, Risto. Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions. *International Journal of Refrigeration*, v. 86, p. 441–448, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.12.006>>.

COLBOURNE, D; ESPERSEN, L. Quantitative risk assessment of R290 in ice cream cabinets. *International Journal of Refrigeration*, v. 36, p. 1208–1219, 2013. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.10.036>>.

COLBOURNE, D; SUEN, K O. Comparative evaluation of risk of a split air Evaluation. *International Journal of Refrigeration*, v. 59, p. 295–303, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.06.026>>.

DIN. *EN 378 - Refrigerating systems and heat pumps – Safety and environmental requirements – Part 1: Basic requirements, definitions, classification and selection criteria*; . [S.l: s.n.], 2017.

DIN. *Refrigerating systems and heat pumps – Safety and environmental requirements – Part 2: Design, construction, testing, marking and documentation; English version EN 378-2:2016*. . [S.l: s.n.], 2016.

DING, Guoliang *et al.* Practical methods for measuring refrigerant mass distribution inside refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, v. 32, n. 2, p. 327–334, 2009. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.05.002>>.

ELBEL, Stefan; VISEK, Matej; HRNJAK, Pega. A fair comparison of CO₂ and propane used in light commercial applications featuring natural refrigerants. 2016.

EZAN, Mehmet Akif *et al.* A numerical study on the usage of phase change material (PCM) to prolong compressor off period in a beverage cooler. *Energy Conversion and Management*, v. 142, p. 95–106, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.032>>.

FONSATTI, Marcio Jose; MARCUCCI PICO, D.F.; BANDARRA FILHO, Enio Pedone. *APERFEIÇOAMENTO TÉCNICO E CONSTRUTIVO INTRODUZIDO EM RESFRIADOR ELETROMECAÂNICO DE CERVEJA (51)*. . Brasil: [s.n.] , 2020

FRANCO, Italo Guilherme. *Desenvolvimento de Materiais Intermediários com Grafite para Intensificar a Transferência de Calor em Sistemas de Refrigeração*. 2022. 139 f. UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA, 2022. Disponível em: <<http://doi.org/10.14393/ufu.di.2022.278>>

FUENTES, Y. Padilla; ELBEL, S.; HRNJAK, P. Extremely low refrigerant charge beverage display cooler technology using propane. 2014, [S.l: s.n.], 2014. p. 193–201. Disponível em:

<<http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1495>>.

GADELKAREEM, T. M. *et al.* Stirling cycle for hot and cold drinking water dispenser. *International Journal of Refrigeration*, v. 99, p. 126–137, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.11.033>>.

GHOUBALI, Redouane; BYRNE, Paul; BAZANTAY, Frédéric. Refrigerant charge optimisation for propane heat pump water heaters. *International Journal of Refrigeration*, v. 76, p. 230–244, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.02.017>>.

GONÇALVES, Joaquim M. *et al.* A Simplified Steady-State Model for Predicting the Energy Consumption of Household Refrigerators and Freezers. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2008. Disponível em: <<http://docs.lib.purdue.edu/iracc/944>>.

GUZZARDI, Costantino *et al.* Refrigerant mass distribution in an invertible air-to-water heat pump: effect of the airflow velocity. *International Journal of Refrigeration*, 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.03.006>>.

HAN, Binglong; YAN, Gang; YU, Jianlin. Refrigerant migration during startup of a split air conditioner in heating mode. *Applied Thermal Engineering*, v. 148, n. December 2018, p. 1068–1073, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.126>>.

HERMES, Christian J.L. Refrigerant charge reduction in vapor compression refrigeration cycles via liquid-to-suction heat exchange. *International Journal of Refrigeration*, v. 52, p. 93–99, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.12.014>>.

HERMES, Christian J.L. *Uma Metodologia para a Simulação Transiente de Refrigeradores Domésticos*. 2006. 273 f. Universidade Federal de Santa Catarina, 2006. Disponível em: <<http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/cbdv.200490137/abstract>>.

HIGUCHI, Yoshihiro. History of the Development of Beverage Vending Machine Technology in Japan. *Survey Reports on the Systemization of Technologies*, v. 7, p. 1–69, 2007.

HRNJAK, P.S.; HOEHNE, M.R. Charge minimization in systems and components using hydrocarbons as a refrigerant, ACRC TR-224. *Hrnjak, P. S., & Hoehne, M. R. (2004). Charge minimization in systems and components using hydrocarbons as a refrigerant, ACRC TR-224. 61801(217).*, v. 61801, n. 217, 2004.

IIR. *Refrigerant charge and charge distribution. IIR Working Party on Refrigerant Charge Reduction in Refrigerating Systems*. [S.l: s.n.], 2014.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. Boiling and Condensation. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 4. ed. [S.l.]: Jhon Wiley & Sons, 1996. p. 535–580.

IPCC. *Refinement to the 2006 IPCC guidelines for national greenhouse gas inventories, in: IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories, Vol. 3: Industrial Processes and Product Use (IPPU)*. . [S.l: s.n.], 2019.

JÜRGENSEN, Heinz. Propane as R22-Replacement in Commercial Appliances. p. 1–4, [S.d.].

KESIM, Sami Cem; ALBAYRAK, Kahraman. Oil entrainment in vertical refrigerant piping
Entraînement de l'huile dans les tuyauteries frigorifiques verticales. v. 23, p. 626–631, 2000.

KIPP, E.; SCHMIDT, H. *Bemessung von Kapillarrohren als Drosselorgan für Kältesätze*. . [S.l: s.n.], 1961.

KLEIN, Sanford; NELLIS, Gregory. Mastering EES. p. 608, 2014.

LANDERS, Jerry L. *et al. Selection manifold for beverage dispenser. US 2007/0051747 A1*. United States: [s.n.], 2007

LI, Tingxun *et al.* Measurement of refrigerant mass distribution within a R290 split air conditioner. *International Journal of Refrigeration*, v. 57, n. 2010, p. 163–172, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.05.012>>.

LI, Wenzhe; HRNJAK, Pega. Transient refrigerant and oil distribution in a residential heat pump water heater system: Experiments and model. *International Journal of Refrigeration*, v. 129, p. 184–193, 2021. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.04.012>>.

LIN, Lingnan *et al.* Experimental research on degradation of nanolubricant-refrigerant mixture during continuous alternation processes of condensation and evaporation. *International Journal of Refrigeration*, v. 76, p. 97–108, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.12.021>>.

MAĐERIĆ, Damir; PAVKOVIĆ, Branimir; LENIĆ, Kristian. An experimental research on energy efficiency of a beverage cooler with the latent heat storage. *Applied Thermal Engineering*, v. 148, n. November 2018, p. 270–277, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.026>>.

MAHLIA, T. M I *et al.* Potential CO2 reduction by implementing energy efficiency standard for room air conditioner in Malaysia. *Energy Conversion and Management*, v. 42, n. 14, p. 1673–1685, 2001. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(00\)00161-8](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(00)00161-8)>.

MARCUCCI PICO, D.F.; CAVALIN, L. MATERIAL INTERMEDIÁRIO PARA TROCADOR DE CALOR DE RESFRIADORES/AQUECEDORES ELETROMECÂNICOS DE LÍQUIDOS, DE ALTA E/OU BAIXA CAPACIDADE/VAZÃO E DE BAIXA CARGA DE FLUIDO REFRIGERANTE E INJEÇÃO DO MATERIAL NO TROCADOR DE CALOR. . Brasil: [s.n.].

Disponível em:

<<https://patents.google.com/patent/BR102020014724A2/pt?assignee=Indústria+E+Comércio+De+Chopeiras+Ribeirão+Preto+Ltda>>. , 2022

MARCUCCI PICO, D.F.; CAVALIN, Lucas. *DISPOSITIVO TROCADOR DE CALOR PARA RESFRIADORES E AQUECEDORES ELETROMECAÑNICOS*. . Brasil: [s.n.]. , 2021

MESSINEO, ANTONIO; PANNO, DOMENICO. Performance Evaluation of Cascade Refrigeration Systems Using Different Refrigerants. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, v. 20, n. 03, p. 1250010, 2012. Disponível em <<https://doi.org/10.1142/S2010132512500101>>.

MIEDL, Michaela; BAMFORTH, Charles W. The relative importance of temperature and time in the cold conditioning of beer. *Journal of the American Society of Brewing Chemists*, v. 62, n. 2, p. 75–78, 2004. Disponível em: <<https://doi.org/10.1094/ASBCJ-62-0075>>.

MINOR, Barbara Haviland; MONTOYA, Carlos; KASA, Francisco Sandoval. HFO-1234yf performance in a beverage cooler. *International refrigeration and air conditioning conference at Purdue*, p. 1–6, 2010. Disponível em: <http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/20100712_Purdue_Minor.pdf>.

MMA. *Orientações para uso seguro de fluidos frigoríficos hidrocarbonetos: um manual para engenheiros, técnicos, instrutores e formuladores de políticas – para uma refrigeração e climatização mais sustentável*. [S.l: s.n.], 2015.

MMA. *PROGRAMA BRASILEIRO DE ELIMINAÇÃO DOS HCFCs – PBH*. Ministério do Meio Ambiente. [S.l: s.n.], 2011. Disponível em: <https://antigo.mma.gov.br/clima/protecao-da-camada-de-ozonio/acoes-brasileiras-para-protecao-da-camada-de-ozonio/programa-brasileiro-de-eliminacao-dos-hcfc-pbh%0Ahttps://www.mma.gov.br/images/arquivo/80179/PBH_Etapa_1_diagramado_versao_final_copy_copy.pdf>.

MOFFAT, Robert J. Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 1, n. 1, p. 3–17, 1988. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0894-1777\(88\)90043-X](https://doi.org/10.1016/0894-1777(88)90043-X)>.

MOLÉS, Francisco *et al*. Experimental evaluation of R448A as R404A lower-GWP alternative in refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, v. 105, p. 756–762, 2015.

NAEEEC. *Minimum Energy Performance Standards: BOILING AND CHILLED WATER DISPENSERS*. THE AUSTRALIAN GREENHOUSE OFFICE UNDER THE NATIONAL

APPLIANCE & EQUIPMENT ENERGY EFFICIENCY PROGRAM. [S.l: s.n.], 2004.

NAKASHIMA, Alan T.D. *et al.* A magnetic wine cooler prototype. *International Journal of Refrigeration*, v. 122, p. 110–121, 2021. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.11.015>>.

OECD. CO2 emissions from fuel combustion 2013/1. *Environment: Key Tables from OECD*, 2013.

OLAJIRE, Abass A. The brewing industry and environmental challenges. *Journal of Cleaner Production*, v. 256, p. 102817, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2012.03.003>>.

PANATO, V. H.; MARCUCCI PICO, David Fernando; BANDARRA FILHO, Enio Pedone. Experimental evaluation of R32, R452B and R454B as alternative refrigerants for R410A in a refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, v. 135, n. 135, p. 221–230, mar. 2022. Disponível em: < <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.12.003> >.

PANATO, Victor Hugo. *Análise experimental de fluidos refrigerantes alternativos ao R410A em sistemas de ar condicionado*. 2020. Universidade Federal de Uberlândia, 2020. Disponível em: < <http://doi.org/10.14393/ufu.te.2020.510> >.

PARK, Chang Yong; HRNJAK, Pega. Experimental and numerical study on microchannel and round-tube condensers in a R410A residential air-conditioning system. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, n. 5, p. 822–831, 2008. Disponível em: < <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.10.007> >.

PELLETIER, Olivier; PALM, Björn. *Propane for Heat Pump Applications Using Brazed Plate Heat Exchanges*. . [S.l: s.n.], 1996.

PISANO, Alessandro *et al.* Optimal design of a light commercial freezer through the analysis of the combined effects of capillary tube diameter and refrigerant charge on the performance. *International Journal of Refrigeration*, v. 52, p. 1–10, 2015. Disponível em: < <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.12.023> >.

POGGI, F. *et al.* Refrigerant charge in refrigerating systems and strategies of charge reduction. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, n. 3, p. 353–370, 2008. Disponível em: < <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.014> >.

PORTO, M. P.; KOURY, R. N.N.; MACHADO, L. An alternative method to estimate refrigeration system inventory. *Applied Thermal Engineering*, v. 52, n. 2, p. 313–320, 2013. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.12.023>>.

PUSSOLI, Bruno F. *et al.* Optimization of peripheral finned-tube evaporators using entropy

- generation minimization. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 55, n. 25–26, p. 7838–7846, 2012. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.08.021>>.
- RADCLIFFE, Richard J. *HEAT EXCHANGER FOR A REFRIGERATED WATER COOLER*. . [S.l: s.n.]. , 1977
- RIBEIRO, Guilherme B.; BARBOSA, Jader R. Use of peripheral fins for R-290 charge reduction in split-type residential air-conditioners. *International Journal of Refrigeration*, v. 106, p. 1–6, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.06.012>>.
- SÁNCHEZ, D. *et al.* Energy impact evaluation of different low-GWP alternatives to replace R134a in a beverage cooler. Experimental analysis and optimization for the pure refrigerants R152a, R1234yf, R290, R1270, R600a and R744. *Energy Conversion and Management*, v. 256, p. 115388, 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115388>>.
- SIANG, Jeri Tangalajuk; SHARIFIAN, Ahmad. Extending the Capillary Tube of a Propane Air-conditioner to Reduce the Refrigerant Charge. *Energy Procedia*, v. 110, n. December 2016, p. 229–234, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.132>>.
- SOFFIENTINL, Plieriuigl. *Device for cooling and dispensing drink*. . Itália: [s.n.]. , 1986
- SOLOMON, P. heat pumping Development of R290 Transport Refrigeration System. 2017.
- SPOOR, Philip S. The world's first thermoacoustic appliance, after one year running. *Refrigeration And Air Conditioning*, p. 1–10, 2008.
- STOECKER, W.; JABARDO, J. M. *Refrigeração Industrial*. . [S.l: s.n.]. , 2002
- TANAKA, Michiyo; SAKUMA, Shuso. Prediction of the formation of frozen beer precipitates. *Journal of the American Society of Brewing Chemists*, v. 57, n. 3, p. 104–108, 1999. Disponível em: <<https://doi.org/10.1094/ASBCJ-57-0104>>.
- TORRAS, Santiago *et al.* Experimental Analysis of a Draft Beer Ice Bank Machine. 2021, Purdue: [s.n.], 2021. p. 2206.
- UNEP. *Report of the Twenty-Eighth Meeting of the Parties to the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer*. . Kigali, 10–15 October 2016.: [s.n.]. , 2016
- VISEK, Matej; ELBEL, Stefan. Conversion of cold beverage dispenser ' s refrigeration system to R744 refrigerant. 2016.
- VISEK, Matej; ELBEL, Stefan; HRNJAK, Pega. Conversion of cold beverage dispenser ' s refrigeration system to R744 refrigerant. *16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, p. 1–10, 2016.
- WALLER, Robert; STRANG, Thomas J K. Physical chemical properties of preservative

solutions--1. Ethanol-water solutions. *Collection forum*, v. 12, n. 2, p. 70–85, 1996.

WIRATKASEM, Kengkamon; PATTANA, Somchai. Draft of the MEP and HEP for water dispenser in Thailand. *Lecture Notes in Engineering and Computer Science*, v. 2, p. 1176–1180, 2012.

XU, Bo *et al.* Investigation of domestic air conditioner with a novel low charge microchannel condenser suitable for hydrocarbon refrigerant. *Measurement: Journal of the International Measurement Confederation*, v. 90, p. 338–348, 2016. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.measurement.2016.04.034>>.

YANG, Li; WANG, Wen. A generalized correlation for the characteristics of adiabatic capillary tubes. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, n. 2, p. 197–203, 2008. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.06.012>>.

YOUBI-IDRISSI, Mohammed; BONJOUR, Jocelyn. The effect of oil in refrigeration: Current research issues and critical review of thermodynamic aspects. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, n. 2, p. 165–179, 2008. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.09.006>>.

ZHOU, Wenjie; GAN, Zhihua. A potential approach for reducing the R290 charge in air conditioners and heat pumps Une approche potentielle pour réduire la charge de R290 dans les climatiseurs et les pompes à chaleur. *International Journal of Refrigeration*, v. 101, p. 47–55, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.02.030>>.