

CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI
GIULIA LIZ MORELLATO TRAZZI

**SIMULAÇÃO E AVALIAÇÃO TERMODINÂMICA DE SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO COM INJEÇÃO DE VAPOR E TANQUE FLASH COM O USO
DE MISTURAS DE REFRIGERANTES**

São Bernardo do Campo

2017

GIULIA LIZ MORELLATO TRAZZI

**SIMULAÇÃO E AVALIAÇÃO TERMODINÂMICA DE SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO COM INJEÇÃO DE VAPOR E TANQUE FLASH COM O USO
DE MISTURAS DE REFRIGERANTES**

Dissertação apresentada ao Centro
Universitário FEI, como parte dos requisitos
necessários para obtenção do título de Mestre
em Engenharia Química. Orientado pelo Prof.
Ricardo Belchior Torres.

São Bernardo do Campo

2017

Trazzi, Giulia Liz Morellato.

Simulação e Avaliação Termodinâmica de Sistemas de Refrigeração com Injeção de Vapor e Tanque Flash Com o Uso de Misturas de Refrigerantes / Giulia Liz Morellato Trazzi. São Bernardo do Campo, 2017.

98 p. : il.

Dissertação - Centro Universitário FEI.

Orientador: Prof. Dr. Ricardo Belchior Torres.

1. Refrigeração. 2. Injeção de Vapor. 3. Simulação. 4. Mistura de Refrigerantes. I. Torres, Ricardo Belchior, orient. II. Título.

Dedico este trabalho aos meus pais, Marta Helena M. Trazzi e Fernando Luiz Trazzi e aos meus irmãos, Fernando e Gabriel.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço aos meus pais, Fernando e Marta, por terem me trazido ao mundo e por sempre me incentivarem e se orgulharem de minhas vitórias. E aos meus irmãos, Gabriel e Fernando, que sempre foram e continuam sendo exemplos para mim.

Agradeço também ao meu noivo, Pedro, pelo amor, paciência, por sempre ter acreditado que eu fosse capaz. Por ter superado a distância, por me consolar nas horas tristes e de desespero e também comemorar as nossas vitórias.

Ao meu orientador, Prof. Ricardo Belchior Torres, que acreditou em mim sem mesmo me conhecer, que me deu a oportunidade de realizar este trabalho tão significativo para mim. E também ao meu querido Prof. José Vicente Hallak d'Angelo, que mesmo de longe nunca me deixou na mão. Muito obrigada pelos ensinamentos, pela amizade, pela paciência e por conseguir arranjar um tempinho para me ajudar mesmo com sua agenda extremamente cheia.

À FEI, que me recebeu de braços abertos. Aos meus amigos, pelo apoio incondicional em todas as horas.

Aos meus colegas do mestrado, pelas risadas e conselhos sempre que precisei.

A todos que de alguma forma colaboraram para a conquista desse sonho.

E por fim, a Deus, que torna todas as coisas possíveis.

RESUMO

Sistemas de refrigeração estão presentes em diversas aplicações, como, por exemplo, proporcionar conforto térmico pela climatização de ambientes, gerar utilidades frias para aplicações em processos industriais, conservar alimentos, bebidas e produtos farmacêuticos, entre outros. Porém, esses sistemas são grandes consumidores de energia e devem ser operados da forma mais eficiente possível, evitando gastos desnecessários. Além disso, deve-se levar em conta também a questão ambiental, que está ligada à necessidade de substituição dos fluidos refrigerantes nocivos à camada de ozônio e com alto potencial de aquecimento global por outros que sejam mais amigáveis ao meio ambiente. Neste trabalho, um ciclo de refrigeração por compressão com injeção de vapor e tanque flash foi estudado utilizando três misturas, sendo duas de hidrocarbonetos (R290/R600a e R290/R600) e outra de hidrofluorcarbonetos (R32/R152a). Foram realizadas simulações em estado estacionário de forma a efetuar uma análise paramétrica, considerando a influência da composição de refrigerante e da razão de expansão da válvula de expansão no primeiro estágio, avaliando parâmetros como COP, RTG do evaporador e condensador, razão de compressão global e por estágio, vazão mássica do refrigerante, composição das fases líquida e vapor que saem do tanque flash e fração de vapor na entrada do evaporador. Para as condições estudadas, o sistema que apresentou o maior COP foi a mistura de R290/R600, com uma composição de 50% de propano, em massa, e razão de expansão entre 50% e 60%. A mistura HFC apresentou os piores resultados de COP em todas as situações avaliadas, além de se mostrar inviável para algumas condições estudadas.

Palavras-chave: Refrigeração. Injeção de vapor. Simulação. Mistura de refrigerantes.

ABSTRACT

Refrigeration systems are present in several uses, such as: providing thermal comfort through air conditioning, supplying cold utilities to industrial applications, preserving food, beverages and pharmaceutical products, among others. However, these systems are large energy consumers and should be operated in the most efficient possible way, avoiding unnecessary costs. Furthermore, the environmental issue must be taken into account, regarding the replacement of ozone depleting refrigerants and fluids with high global warming potential, choosing eco-friendly ones. This work presents a performance evaluation of a flash tank vapor injection refrigeration system using three mixtures, R290/R600a, R290/R600 and R32/R152a. Steady-state simulations were performed to accomplish a parametric analysis considering the influence of the refrigerant composition and the expansion ratio of the upper-stage expansion valve, analyzing the following parameters: COP, refrigerant temperature glide of the evaporator and the condenser, compression ratio, refrigerant mass flow rate, liquid and vapor composition of flash tank outlet streams and vapor fraction of evaporator inlet. Considering the studied conditions, a maximum COP was obtained for the mixture R290/R600, composed by 50 wt% of R290 and expansion ratio between 50% and 60%. The HFC mixture resulted in worse values of COP for all situations studied and was considered unfeasible for some conditions evaluated.

Keywords: Refrigeration. Vapor injection. Simulation. Mixture refrigerant.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Custo da energia elétrica no Brasil ao longo dos anos.....	12
Figura 2 – Custo da energia elétrica por país em 2015.	12
Figura 3 – Distribuição, por uso final, de energia elétrica utilizada na indústria de alimentos e bebidas, excluída a fabricação de açúcar, em 2004.	13
Figura 4 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor e respectivo diagrama Temperatura-Entropia com expensor isentrópico (a) e válvula de expansão (b).	19
Figura 5 – Ciclo de refrigeração por absorção.	20
Figura 6 – Ciclo de refrigeração em cascata para liquefação de gás natural.	22
Figura 7 – Ciclo de refrigeração com injeção de vapor com tanque "flash" (FTVI) e seu respectivo diagrama P-h.	24
Figura 8 – Ciclo de refrigeração com injeção de vapor com trocador de calor (IH XVI) e seu respectivo diagrama P-h.	25
Figura 9 – Progressão histórica dos fluidos refrigerantes.....	28
Figura 10 – Processo de produção de leite pasteurizado.	44
Figura 11 – Fluxograma do processo.	47
Figura 12 – Comparação de dados do equilíbrio líquido-vapor a $P = 620$ kPa para a mistura R32/R152a retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.....	55
Figura 13 – Comparação de dados do equilíbrio líquido-vapor a $T = 0$ °C para a mistura R290/R600a retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®....	56
Figura 14 – Comparação de dados do equilíbrio líquido-vapor a $T = 30$ °C para a mistura R290/R600a retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®....	57
Figura 15 – Comparação de dados do equilíbrio líquido-vapor a $T = -13,15$ °C para a mistura R290/R600 retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.....	58
Figura 16 – Comparação de dados do equilíbrio líquido-vapor a $T = 6,85$ °C para a mistura R290/R600 retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.....	59
Figura 17 – COP para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	62
Figura 18 – COP para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	62
Figura 19 – COP para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).	63

Figura 20 – RTG do evaporador para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	65
Figura 21 – RTG do evaporador para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	65
Figura 22 – RTG do evaporador para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	66
Figura 23 – ΔT do evaporador para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	67
Figura 24 – ΔT do evaporador para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	67
Figura 25 – ΔT do evaporador para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	68
Figura 26 – RTG do condensador para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5.	69
Figura 27 – RTG do condensador para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5.	69
Figura 28 – RTG do condensador para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5.	70
Figura 29 – ΔT do condensador para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	71
Figura 30 – ΔT do condensador para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	71
Figura 31 – ΔT do condensador para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	72
Figura 32 – Vazão mássica da corrente #5 para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	73
Figura 33 – Vazão mássica da corrente #5 para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	73
Figura 34 – Vazão mássica da corrente #5 para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).	74
Figura 35 – Temperatura da corrente #5 para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5.	75
Figura 36 – Temperatura da corrente #5 para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5.	76

Figura 37 – Temperatura da corrente #5 para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5.....	76
Figura 38 – Razão de compressão do 1º estágio para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	77
Figura 39 – Razão de compressão do 1º estágio para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	78
Figura 40 – Razão de compressão do 1º estágio para a mistura HFC em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	78
Figura 41 – Razão de compressão do 2º estágio para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	79
Figura 42 – Razão de compressão do 2º estágio para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	79
Figura 43 – Razão de compressão do 2º estágio para a mistura HFC em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	80
Figura 44 – Razão de compressão global para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	80
Figura 45 – Razão de compressão global para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	81
Figura 46 – Razão de compressão global para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	81
Figura 47 – Fração mássica de propano na fase vapor (y) e na fase líquida (x) na saída do tanque flash para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).	82
Figura 48 – Fração mássica de propano na fase vapor (y) e na fase líquida (x) na saída do tanque flash para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).	83

Figura 49 – Fração mássica de R32 na fase vapor (y) e na fase líquida (x) na saída do tanque flash para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).	83
Figura 50 – Razão entre vazão mássica de saída de vapor (corrente #9) e alimentação do tanque flash (corrente #6) para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	84
Figura 51 – Razão entre vazão mássica de saída de vapor (corrente #9) e alimentação do tanque flash (corrente #6) para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	85
Figura 52 – Razão entre vazão mássica de saída de vapor (corrente #9) e alimentação do tanque flash (corrente #6) para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	85
Figura 53 – Fração de vapor (em massa) na entrada do evaporador (corrente #8) para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	87
Figura 54 – Fração de vapor (em massa) na entrada do evaporador (corrente #8) para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).....	87
Figura 55 – Fração de vapor (em massa) na entrada do evaporador (corrente #8) para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).	88

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Consumos específicos de energia, em MJ/t, de produtos da indústria de laticínios, por usos finais.....	14
Tabela 2 - Efeitos ambientais de refrigerantes usuais.	30
Tabela 3 - Resumo de trabalhos científicos que estudaram a substituição de refrigerantes por HCs e HFCs e suas misturas.....	39
Tabela 4 - Propriedades dos refrigerantes estudados.....	51
Tabela 5 - Propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes obtidas pelos softwares ASPEN HYSYS® e REFPROP®.....	54
Tabela 6 - Pressão de saturação (em MPa) dos fluidos refrigerantes em diversas temperaturas obtidas pelos softwares ASPEN HYSYS® e REFPROP®.....	54
Tabela 7 – Desvio entre os dados do equilíbrio líquido-vapor a P = 620 kPa para a mistura R32/R152a retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.....	56
Tabela 8 - Desvio entre os dados do equilíbrio líquido-vapor, a T = 0 °C, para a mistura R290/R600a retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.....	57
Tabela 9 - Desvio entre os dados do equilíbrio líquido-vapor, a T = 30 °C, para a mistura R290/R600a retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.....	58
Tabela 10 – Desvio entre os dados do equilíbrio líquido-vapor a T = -13,15 °C para a mistura R290/R600 retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.....	59
Tabela 11 - Desvio entre os dados do equilíbrio líquido-vapor a T = 6,85 °C para a mistura R290/R600 retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.....	60

LISTA DE ABREVIATURAS

Bep – Barril equivalente de petróleo

CFC – Clorofluorcarboneto

COP – Coeficiente de desempenho (Coefficient of Performance)

CR – Razão de compressão (Compression Ratio)

EDEC – Equação de estado cúbica

EEV – Válvula de expansão eletrônica (Electronic Expansion Valve)

ER – Razão de expansão na primeira válvula de expansão (Expansion Ratio)

FTVI – Ciclo de compressão com injeção de vapor com tanque flash (Flash Tank Vapor Injection)

GWP – Potencial de aquecimento global (Global Warming Potential)

HC – Hidrocarboneto

HCFC – Hidroclorofluorcarboneto

HFC – Hidrofluorcarboneto

HYS – Valor obtido pelo software Aspen Hysys[®]

IHXVI – Ciclo de compressão com injeção de vapor com trocador de calor interno (Internal Heat Exchanger Vapor Injection)

ODP – Potencial de destruição de ozônio (Ozone Depletion Potential)

PID – Proporcional integral derivativo

RTG – Curva de temperatura do refrigerante (Refrigerant Temperature Glide)

SCVI – Ciclo de compressão com injeção de vapor com sub-resfriamento (Sub-Cooler Vapor Injection)

Tep – Tonelada equivalente de petróleo

UHT – Ultra alta temperatura (Ultra High Temperature)

VF – Fração de vapor (Vapor Fraction)

LISTA DE SIGLAS

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

BS EN – British Standard European Norm

CNI – Confederação Nacional das Indústrias

CONAB – Companhia Nacional de Abastecimento

EPE – Empresa de Pesquisa Energética

IPCC – Painel internacional de mudanças climáticas (International Panel of Climate Change)

ISO – Organização internacional de normatização (International Organization for Standardization)

MME – Ministério de Minas e Energia

PROCEL – Programa Nacional de Conservação da Energia Elétrica

USD – Dólares americanos (United States Dolar)

LISTA DE SÍMBOLOS

- C – Grandeza avaliada no ponto crítico
- CCl_4 – Tetracloroeto de carbono
- CO_2 – Dióxido de carbono
- Comp – Grandeza referente ao compressor
- Comp1 – Grandeza referente ao 1º estágio de compressão
- Comp2 – Grandeza referente ao 2º estágio de compressão
- Descarga – Grandeza referente ao ponto de descarga do compressor
- Eb – Grandeza avaliada no ponto de ebulição
- Ent – Grandeza avaliada no ponto de entrada do equipamento
- Evap – Grandeza referente ao evaporador
- i – Grandeza referente ao componente i da mistura
- h – Entalpia específica
- LiBr – Brometo de lítio
- Liq_sat – Grandeza no ponto de líquido saturado
- m – Vazão mássica
- n (Sendo n um número inteiro de 1 a 9) – Grandeza referente à corrente #n
- NH_3 – Amônia
- P – Pressão
- Q – Fluxo de calor
- R11 – Triclorofluorometano
- R12 – Diclorodifluorometano
- R22 – Clorodifluorometano
- R23 – Trifluorometano
- R32 – Difluorometano
- R115 – Cloropentafluoroetano
- R125 – 1,1,1,2,2-Pentafluoroetano
- R134a – 1,1,1,2-Tetrafluoroetano
- R152a – 1,1-Difluoroetano
- R161 – Fluoroetano
- RE170 – Etano
- R290 – Propano

R410a – Mistura R32/R125

R430a – Mistura R152a/R600a

R431a – Mistura R152a/R290

R502 – Mistura R22/R115

R600 – n-Butano

R600a – Isobutano

R1130 – 1,2-Dicloroetano (trans)

R1234yf – 2,3,3,3-Tetrafluoropropeno

R1270 – Propeno

REF – Valor obtido pelo software REFPROP®

S – Entropia

SO₂ – Dióxido de enxofre

Sai – Grandeza avaliada no ponto de saída do equipamento

Sucção – Grandeza referente ao ponto de sucção do compressor

T – Temperatura

V – Volume

Vap_sat – Grandeza no ponto de vapor saturado

V/F – Razão entre a saída de vapor e a entrada do tanque “flash”

W – Trabalho

x – Proporção da composição da mistura (fase líquida)

y – Proporção da composição da mistura (fase vapor)

ω – Fator acêntrico

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
1.1 OBJETIVOS	15
1.2 MOTIVAÇÃO.....	15
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	17
2.1 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO	17
2.1.1 Histórico	17
2.1.2 Ciclos de refrigeração por compressão de vapor.....	18
2.1.3 Ciclo de refrigeração por absorção.....	20
2.1.4 Bomba de calor	21
2.1.5 Ciclo de refrigeração em cascata.....	21
2.1.6 Ciclo de refrigeração com injeção de refrigerante	22
2.2 FLUIDOS REFRIGERANTES	27
2.2.1 Histórico	27
2.2.2 Hidrocarbonetos	31
2.2.3 Hidrofluorcarbonetos.....	33
2.2.2 Misturas de refrigerantes.....	34
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	36
3.1 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO COM INJEÇÃO DE VAPOR	36
3.2 REFRIGERANTES ALTERNATIVOS (HC E HFC)	38
4. METODOLOGIA.....	43
4.1 ESTUDO DE CASO	43
4.2 SIMULAÇÕES.....	45
4.2.1 Simulador e pacote termodinâmico	45
4.2.2 Modelagem do sistema, hipóteses e restrições.....	46
4.3 ESCOLHA DOS REFRIGERANTES	50
4.4 VALIDAÇÃO DAS SIMULAÇÕES.....	51

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	53
5.1 VALIDAÇÃO DAS SIMULAÇÕES	53
5.1.1 Dados das substâncias puras	53
5.1.2 Dados das misturas	55
5.2 ANÁLISE PARAMÉTRICA	60
6 CONCLUSÕES.....	90
7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	92
REFERÊNCIAS	93

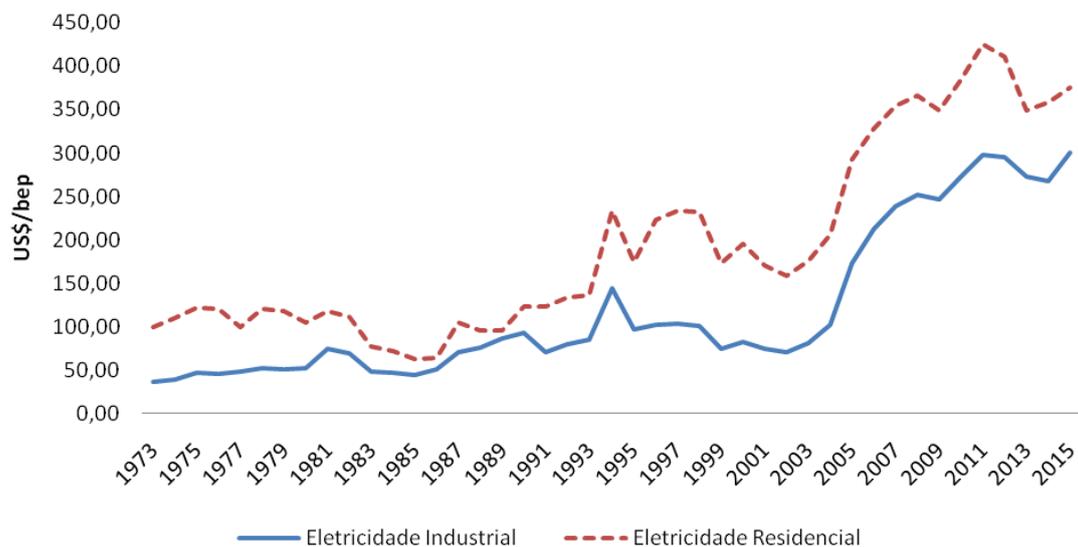
1 INTRODUÇÃO

Sistemas de refrigeração estão presentes nas mais diversas aplicações industriais, os quais produzem utilidades frias para diferentes utilizações, como trocadores de calor e controle da velocidade e da direção de reações químicas em reatores com troca térmica. Processos físicos tais como resfriamento de correntes líquidas, condensação de vapores, congelamento de líquidos, cristalização de sólidos em solução etc, que são amplamente empregados em diversos processos, também são muito importantes e envolvem a remoção de calor utilizando refrigeração (DINÇER; KANOGLU, 2010). No setor residencial, as aplicações de sistemas de refrigeração são, principalmente, aparelhos de ar-condicionado, geladeiras e freezers, os quais são equipamentos de uso constante e de necessidade básica, principalmente em países de clima tropical (LOBOSCO, 2009).

Porém, esses sistemas são grandes consumidores de energia elétrica. Segundo dados do PROCEL – Programa Nacional de Conservação da Energia Elétrica, do Ministério de Minas e Energia, coordenado pela Eletrobrás (PROCEL, 2007), o consumo com refrigeração residencial é responsável, em média, por mais de 10% de todo o consumo nacional de energia elétrica. Somando-se ao consumo doméstico o consumo industrial e o comercial, estima-se que até 15% de toda a capacidade mundial de geração de energia elétrica seja utilizada para a refrigeração (COULOMB, 2008). Pela análise da Figura 1, é possível observar o aumento no preço da energia elétrica residencial e industrial no Brasil, baseado na série histórica completa do Balanço Energético Nacional de 2016, referente ao ano de 2015 (EPE/MME, 2016a). Além disso, comparando-se com outros países, a energia elétrica no Brasil é a segunda mais cara do mundo, como pode ser observado na Figura 2.

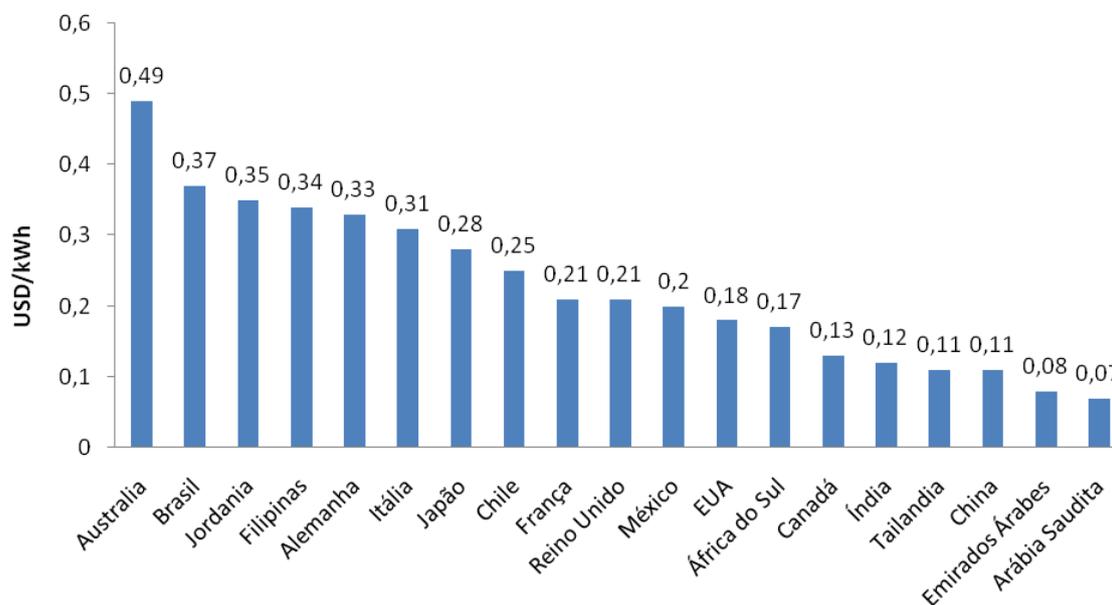
Em 2015, o segmento de alimentos e bebidas foi responsável por 25,4% do consumo total de energia na indústria brasileira, sendo que a participação deste segmento no consumo industrial total de energia elétrica foi de 13,3%, segundo dados do Balanço Energético Nacional (EPE/MME, 2016b). Na indústria de alimentos e bebidas, a refrigeração é o uso final que mais consome energia elétrica, como pode ser verificado na Figura 3, possuindo um rendimento de conversão em torno de 75% (ROCHA et al., 2010). Isso significa que 25% de toda a energia consumida em sistemas de refrigeração é desperdiçada. De acordo com uma pesquisa elaborada pela Confederação Nacional das Indústrias (CNI), o potencial de conservação de energia elétrica por ano em refrigeração nas indústrias de alimentos e bebidas, têxtil e química é de 46.600 tep (tonelada equivalente de petróleo), o que corresponde a 540 GWh (EPE/MME, 2009).

Figura 1 - Custo da energia elétrica no Brasil ao longo dos anos.



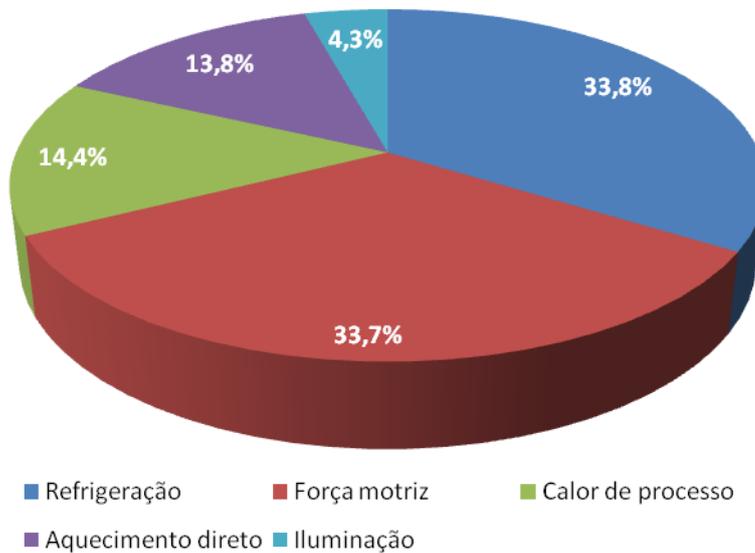
Fonte: Autora “adaptado de” EPE/MME, 2016a

Figura 2 - Custo da energia elétrica por país em 2015.



Fonte: Autora “adaptado de” STATISTA, 2016

Figura 3 - Distribuição, por uso final, de energia elétrica utilizada na indústria de alimentos e bebidas, excluída a fabricação de açúcar, em 2004.



Fonte: Autora “adaptado de” Rocha et al., 2010

Dentro do setor de alimentos e bebidas, o segmento de laticínios é muito importante no Brasil. Segundo o CONAB (2016), em 2014 no Brasil foram produzidos mais de 35 bilhões de litros de leite, sendo que o consumo médio *per capita* foi de aproximadamente 175 litros/ano, o que fez do Brasil o quarto maior produtor mundial de leite (LIMA, 2015). A partir da década de 1990, a abertura econômica levou ao aumento da concorrência, o que tem exigido mais eficiência e desempenho das indústrias de laticínios, ainda mais para as micro e pequenas empresas, que são uma grande fatia das indústrias de laticínios (LIMA, 2015). Dessa forma, a otimização do gasto de energia é fundamental para que essas empresas se mantenham competitivas no mercado, sendo que os sistemas de refrigeração contribuem para esse gasto energético.

Na Tabela 1, é possível observar o consumo energético específico por produto na indústria de laticínios, com destaque para os sorvetes e bebidas lácteas, nos quais a refrigeração corresponde a cerca de 10% do consumo energético total.

Além da questão energética, deve-se levar em conta também a questão ambiental, que está relacionada principalmente à necessidade urgente de substituir fluidos refrigerantes agressivos à camada de ozônio e também que impactam no aquecimento global. A partir da descoberta de que os fluidos CFCs (clorofluorcarbonetos) e HCFCs (hidrofluorcarbonetos) são responsáveis pela destruição da camada de ozônio, foi criado um índice chamado ODP (“Ozone Depletion Potential”, do inglês “potencial de destruição de ozônio”) e, em 1987, foi

Tabela 1 - Consumos específicos de energia, em MJ/t, de produtos da indústria de laticínios, por usos finais.

Produtos	Força Motriz	Vapor	Água Quente	Refrigeração	Iluminação	Total
Leite UHT	166,2	134,5	200,5	44,2	29,4	574,8
Iogurtes	210,7	136,4	183,0	56,0	37,2	623,3
Queijos	207,8	134,5	180,5	55,2	36,7	614,7
Manteiga	93,2	964,7	0	24,8	16,5	1099,2
Bebidas Lácteas	210,7	136,4	183	56	37,2	623,3
Sorvetes	1641,5	262,9	1315,7	436,3	289,9	3946,3

Fonte: Autora “adaptado de” Rocha et al., 2010

assinado o Protocolo de Montreal, cujas resoluções visavam extinguir o uso dessas substâncias nocivas à camada de ozônio. Quanto ao aquecimento global, o índice criado chama-se GWP (“Global Warming Potential”, do inglês “potencial de aquecimento global”) e em 1998 foi assinado o Protocolo de Kyoto, tendo como meta reduzir a emissão de gases do efeito estufa.

Com as restrições impostas pelos protocolos de Montreal e Kyoto, a busca por fluidos alternativos que apresentam zero ODP e baixo GWP tem se intensificado. Na literatura, existem vários estudos de refrigerantes alternativos que são menos nocivos à camada de ozônio, sendo alguns deles abordados no capítulo de Revisão Bibliográfica. Atualmente, tem-se dado muita atenção aos hidrocarbonetos, que em geral apresentam propriedades interessantes como refrigerantes, não são agressivos à camada de ozônio e possuem baixo GWP, porém são fluidos inflamáveis. Os hidrofluorcarbonetos de baixo GWP também se apresentam como alternativas viáveis, pois não são nocivos à camada de ozônio, possuem boas propriedades como refrigerantes e em geral não são inflamáveis. De forma a combinar as qualidades dos refrigerantes, reduzindo seus inconvenientes, uma boa opção é utilizar misturas de refrigerantes possibilitando ajustar as propriedades desejadas e obter um melhor desempenho do ciclo de refrigeração.

Tendo em vista que grande parte da energia consumida no mundo está relacionada à queima de combustíveis fósseis, como carvão mineral e gás natural, a busca incessante por processos energeticamente mais eficientes tem reflexo direto sobre o meio ambiente, tendo em vista que se reduz o consumo de energia e conseqüentemente a emissão de gases poluentes.

Neste trabalho, foi avaliado o desempenho de ciclos de refrigeração, mediante a análise do seu coeficiente de desempenho (COP), método considerado como primeiro tipo de técnica de avaliação da eficiência de ciclos. A simulação do processo foi realizada utilizando o simulador comercial Aspen Hysys[®], o qual é amplamente utilizado pela indústria química para simulação de plantas industriais e refinarias de petróleo.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo geral do presente estudo foi propor uma análise paramétrica de um ciclo de refrigeração por compressão com injeção de vapor e tanque flash. Foram utilizadas duas misturas de refrigerantes, uma de hidrocarbonetos e outra de hidrofluorcarbonetos e seus resultados foram comparados considerando a aplicação em sistemas de refrigeração para a indústria de laticínios, levando em consideração as restrições para o sistema em questão.

De forma a estudar o comportamento do sistema variando as composições das misturas de refrigerantes e também variáveis do processo, foi utilizado o simulador comercial Aspen Hysys[®].

Para alcançar o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos foram propostos:

- a) realização de uma revisão bibliográfica, validando a importância do assunto estudado;
- b) determinação das restrições do sistema considerando a aplicação proposta;
- c) validação das simulações, comparando os dados existentes na literatura com os dados obtidos pelas simulações;
- d) simulação dos sistemas variando as condições estipuladas;
- e) análise e discussão os resultados obtidos.

1.2 MOTIVAÇÃO

Em um contexto econômico e energético mundial, em que se busca a minimização de custos e desperdícios de energia em processos industriais, a otimização de sistemas de refrigeração torna-se imprescindível. Apesar de ser um tema corrente, otimizar sistemas será sempre necessário devido às suas inúmeras aplicações.

A revisão bibliográfica deste estudo permitiu observar que o ciclo e os refrigerantes escolhidos para este trabalho são pertinentes. Os ciclos com injeção de vapor são excelentes alternativas para o aumento da eficiência de ciclos de refrigeração. Pesquisas que buscam

hidrocarbonetos, hidrofluorcarbonetos e suas misturas como alternativas aos CFCs e HCFCs são inúmeras, sobretudo, devido às questões ambientais em voga atualmente. Porém, poucos são os trabalhos que combinam os dois assuntos, o que mostra que ainda há lacunas a serem exploradas a respeito deste tema.

No capítulo seguinte serão introduzidos os conceitos termodinâmicos de um ciclo de refrigeração, construindo o embasamento teórico necessário para o entendimento deste trabalho. Serão apresentados os aspectos dos ciclos de refrigeração bem como uma abordagem a respeito dos fluidos refrigerantes.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O propósito desta seção é fornecer os fundamentos teóricos essenciais para a compreensão deste trabalho. Será apresentado o ciclo de refrigeração com injeção de vapor e tanque “flash”, ou FTVI (da sigla em inglês “flash tank vapor injection”), objetivo desta dissertação, e como ele se compara aos demais ciclos de refrigeração existentes.

Em seguida, a atenção será concentrada nos fluidos refrigerantes, mostrando um breve histórico e os fatores que favoreceram a escolha de um grupo ou outro ao longo do tempo. O objetivo é contextualizar a escolha dos fluidos estudados neste trabalho, apresentando os principais pontos positivos e negativos dos refrigerantes utilizados.

2.1 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO

A palavra refrigeração implica a manutenção de uma temperatura inferior à temperatura ambiente, a qual é utilizada desde o resfriamento de utilidades para uso na indústria, a refrigeração de alimentos, até mesmo ao condicionamento de ambientes para conforto do ser humano. Isso requer a remoção de calor de um meio de temperatura mais baixa e sua transferência para um meio com temperatura mais alta (DINÇER; KANOGLU, 2010). Em geral, esse processo é realizado pela da evaporação de um líquido em um processo contínuo, o qual é então chamado refrigerante. O vapor formado pode ser retornado ao seu estado líquido original de duas formas principais: por compressão e posterior condensação ou sendo absorvido por um líquido de baixa volatilidade, a partir do qual é posteriormente evaporado a uma pressão superior (SMITH et al., 2007). O primeiro método é chamado de refrigeração por compressão de vapor, enquanto o segundo é chamado refrigeração por absorção.

A seguir será apresentado um breve histórico a respeito de ciclos de refrigeração, bem como os ciclos clássicos e posteriormente uma revisão dos principais ciclos alternativos sendo estudados atualmente.

2.1.1 Histórico

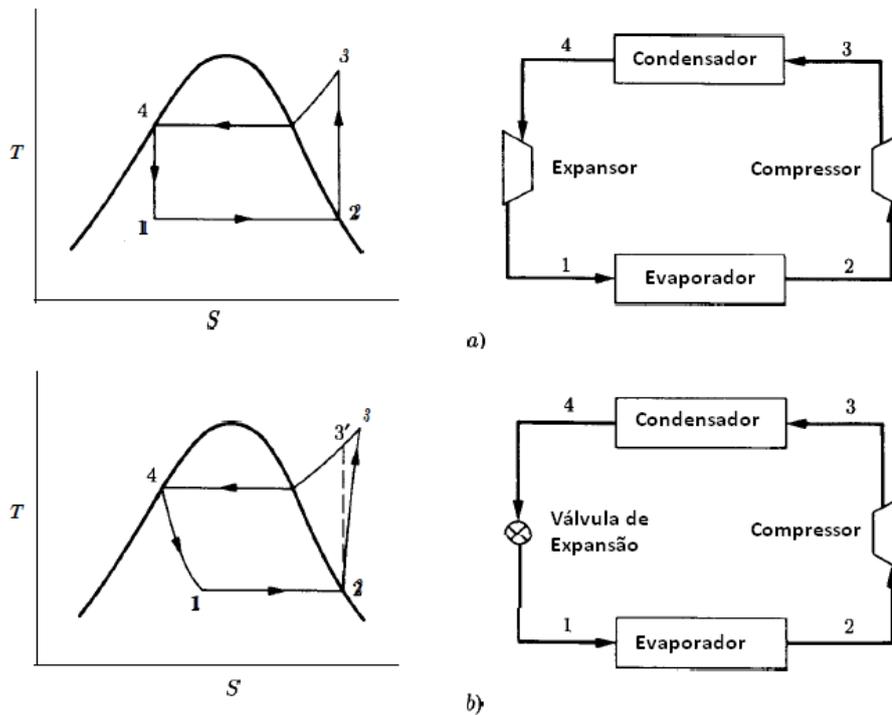
Há séculos o ser humano sabe que a evaporação da água possui um efeito de resfriamento. No Egito, a evaporação foi utilizada para resfriar jarros de água enquanto na Índia antiga foi utilizada para fazer gelo (DINÇER; KANOGLU, 2010).

A base teórica necessária para refrigeração mecânica foi idealizada por Rumford e Davy, que explicitaram a natureza do calor, e por Kelvin, Joule e Rankine, que prosseguiram o trabalho iniciado por Sadi Carnot na formulação da ciência da termodinâmica. As máquinas de refrigeração apareceram entre 1850 e 1880 e podem ser classificadas de acordo com a substância utilizada (fluido refrigerante). Máquinas usando ar como um refrigerante foram chamados de máquinas de ar comprimido ou máquinas de ar frio e desempenharam um papel significativo na história de refrigeração. Uma das mais antigas máquinas de compressão de vapor foi inventada e patenteada pelo professor americano, Alexander C. Twining, em 1853. Ele conseguiu estabelecer uma fábrica que produzia gelo usando este sistema e chegou a produzir perto de uma tonelada por dia. Depois disso, vários outros inventores tentaram experimentos com compressão de vapor em máquinas em que foi utilizado com fluido refrigerante éter ou seus compostos. Na França, Ferdinand P. Edmond Carré desenvolveu e instalou uma máquina de compactação de éter e Charles Tellier (que foi um pioneiro versátil da refrigeração mecânica) construiu uma planta usando éter metílico como um refrigerante. Na Alemanha, Carl Linde, financiado por cervejarias, construiu uma planta também utilizando éter metílico em 1874, além de demonstrar como a eficiência termodinâmica dos equipamentos de refrigeração poderia ser calculada e melhorada. Linde também foi a pessoa mais importante no desenvolvimento de máquinas envolvendo compressão de amônia, que foi o refrigerante mais popular por muitos anos no século XIX. Isso ocorreu devido às suas propriedades termodinâmicas adequadas, além da facilidade em alcançar as pressões de trabalho, permitindo que as máquinas fossem pequenas em dimensão. Em 1866, T. S. C. Lowe, um americano, desenvolveu um equipamento de refrigeração que utilizava dióxido de carbono como refrigerante, o qual, devido a sua característica inofensiva, era uma grande vantagem em locais onde a segurança era a principal preocupação. Em 1890, a refrigeração mecânica já havia se tornado tanto prática quanto econômica para a indústria de alimentos (DINÇER; KANOGLU, 2010).

2.1.2 Ciclos de refrigeração por compressão de vapor

Um ciclo de compressão de vapor é basicamente composto de quatro elementos: condensador, expansor, evaporador e compressor (Figura 4).

Figura 4 - Ciclo de refrigeração por compressão de vapor e respectivo diagrama Temperatura-Entropia.



Fonte: Smith et al., 2007

Legenda: (a) Ciclo com expensor isentrópico

(b) Ciclo com válvula de expansão

O ciclo se inicia no evaporador, onde um fluido ao evaporar absorve calor do sistema que se deseja resfriar a uma temperatura baixa e constante (caso o fluido seja puro). O vapor produzido é comprimido para uma pressão mais alta e então condensado com rejeição de calor a uma temperatura mais alta. O líquido que sai do condensador retorna à sua pressão original por um processo de expansão.

Quando a compressão e a expansão são isentrópicas, tem-se o ciclo da Figura 4.a. Esse processo requer uma turbina ou expensor que opere sobre uma mistura líquido/vapor, a qual não é prática para unidades pequenas. Assim, esse ciclo só é utilizado para grandes instalações. Em unidades pequenas, como geladeiras e condicionadores de ar domésticos, uma válvula é mais aconselhada para realizar a expansão do fluido, a qual consiste num processo irreversível e ocorre a entalpia constante.

O ciclo no qual se utiliza uma válvula de expansão para realizar a expansão do fluido é mostrado na Figura 4.b, onde a etapa $4 \rightarrow 1$ representa o processo de expansão isentálpico (entalpia constante). A etapa $2 \rightarrow 3$, que representa um processo real de compressão, se inclina

na direção da entropia crescente, refletindo a irreversibilidade inerente ao processo. A etapa pontilhada $2 \rightarrow 3'$ é a trajetória da compressão isentrópica (SMITH et al., 2007).

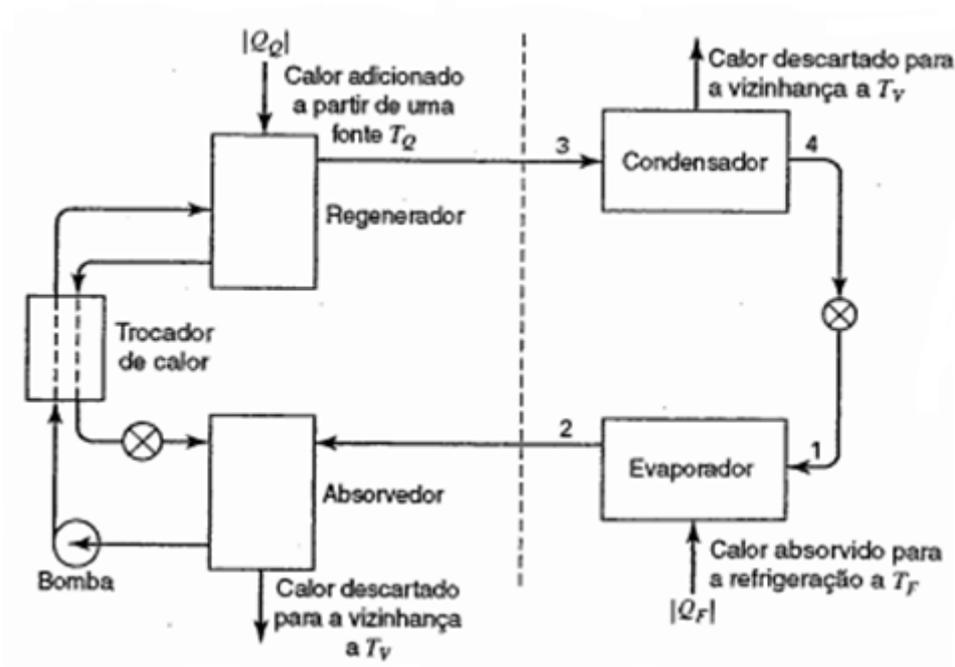
O coeficiente de desempenho do ciclo (do inglês COP – “coefficient of performance”), que é a medida de eficiência do mesmo baseado na Primeira Lei da Termodinâmica, é calculado como a razão entre o calor absorvido no evaporador e o trabalho realizado pelo compressor. Considerando-se que o processo de expansão na válvula é isentálpico o COP pode ser calculado pela Equação 1 (ÇENGEL; BOLES, 2006).

$$COP = \frac{\text{Efeito de resfriamento}}{\text{Entrada de trabalho}} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{W_{comp}} \quad (1)$$

2.1.3 Ciclo de refrigeração por absorção

O princípio da refrigeração por absorção é o mesmo da refrigeração por compressão de vapor, diferindo apenas na forma distinta de realizar a compressão. Um esquema de um ciclo de refrigeração por absorção encontra-se na Figura 5.

Figura 5 – Ciclo de refrigeração por absorção.



Fonte: Smith et al., 2007

Como se pode observar na Figura 5, a seção da direita do ciclo de absorção equivale à correspondente no ciclo por compressão de vapor. Já na seção da esquerda, o refrigerante

proveniente do evaporador, na forma de vapor, é absorvido em um absorvente líquido não-volátil, na pressão do evaporador e a uma temperatura relativamente baixa. O calor desprendido no processo é descartado na temperatura da vizinhança. A solução líquida sai do absorvedor com alta concentração de refrigerante e passa por uma bomba, elevando sua pressão até alcançar a mesma do condensador. Em seguida, a solução segue por um trocador de calor, juntamente com a corrente de absorvente que retorna do regenerador. No regenerador, uma fonte quente (em geral vapor de água a baixa pressão) fornece calor para a solução líquida comprimida, elevando sua temperatura e causando a evaporação – e conseqüente separação – do refrigerante contido no absorvente. O refrigerante segue então para o condensador, enquanto o absorvente retorna para o absorvedor, passando pelo trocador de calor que serve para economizar energia e ajustar as temperaturas das correntes para valores ótimos (SMITH et al., 2007).

2.1.4 Bomba de calor

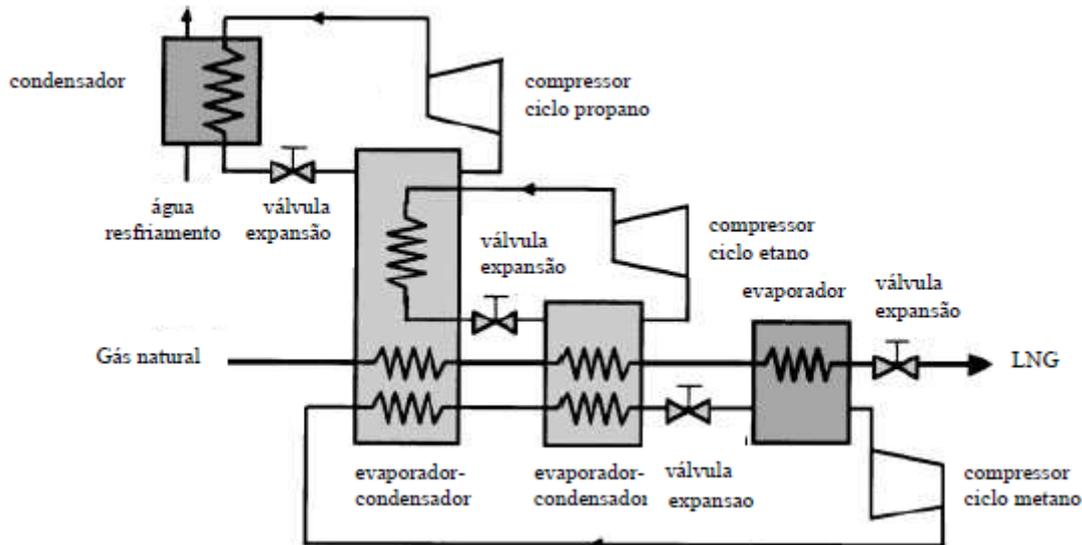
A bomba de calor consiste em um sistema de refrigeração no qual o foco é a rejeição de calor, utilizada para o aquecimento de prédios e casas durante o inverno e o seu resfriamento durante o verão. No inverno ela opera absorvendo calor da vizinhança e rejeitando-o no interior das construções. Um refrigerante evapora em serpentinas localizadas no subsolo ou no ambiente externo; a compressão do vapor é seguida por sua condensação, com calor sendo transferido para o ar ou água, que são utilizados para aquecer os ambientes internos. A bomba de calor também serve para o condicionamento de ambientes no verão. O escoamento do refrigerante é simplesmente invertido e o calor é absorvido do ambiente interno e rejeitado através de serpentinas no subsolo ou para o ar exterior (SMITH et al., 2007).

2.1.5 Ciclo de refrigeração em cascata

O ciclo em cascata consiste em uma série de estágios de refrigeração, podendo ser utilizados refrigerantes diferentes ou o mesmo fluido. Este tipo de ciclo é utilizado em processos que apresentam temperaturas de evaporação muito baixas, sendo uma das suas principais aplicações a liquefação de gás natural. Este ciclo é indicado para plantas de alta capacidade e operação contínua, pois requer menor demanda de energia quando comparado a outros processos e também possibilita uma operação flexível, já que cada ciclo pode ser operado separadamente (CIPOLATO, 2008). Um exemplo de ciclo de refrigeração em cascata para

liquefação de gás natural utilizando como refrigerantes propano, etano e metano é apresentado na Figura 6.

Figura 6 – Ciclo de refrigeração em cascata para liquefação de gás natural.



Fonte: Kanoglu, 2002

Estudos recentes têm investigado ciclos de refrigeração em cascata combinando compressão e absorção, que podem ser aplicados em diferentes processos, sobretudo aqueles com temperatura de evaporação em torno de -170°C . Cimsit e Ozturk (2012) apresentaram uma análise do ciclo de compressão e absorção combinados comparando diferentes fluidos refrigerantes: $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ e $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ na seção de absorção e R134a, R410a e NH_3 na seção de compressão. Cimsit et al. (2015) apresentaram uma detalhada análise e otimização termo econômica deste ciclo utilizando $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ e R134a.

2.1.6 Ciclo de refrigeração com injeção de refrigerante

Devido ao alto custo envolvido no processo de refrigeração, é fundamental buscar a otimização desse processo de forma a reduzir os custos de produção. Dessa forma, os estudos mais recentes têm focado em ciclos alternativos, os quais possuem maior eficiência termodinâmica quando comparados ao tradicional ciclo de compressão de vapor. Dentre estes ciclos, pode-se citar principalmente ciclos com injeção de refrigerantes (D'ANGELO et al., 2016).

A injeção de refrigerante é uma técnica que envolve injetar refrigerante que se encontra entre a saída do condensador e a entrada do evaporador diretamente no compressor em um ciclo de compressão de vapor (LEE et al., 2013). Esta técnica se provou efetiva em garantir uma operação confiável do ciclo e principalmente na melhoria do desempenho dos sistemas de compressão de vapor (XU et al., 2011a).

A técnica de injeção de refrigerante pode ser realizada utilizando o refrigerante tanto na fase líquida quanto vapor. A primeira técnica é usada para reduzir a temperatura de saída do compressor em casos nos quais ela é extremamente alta, garantindo a operação confiável do sistema. Já a segunda é utilizada para melhorar a capacidade de resfriamento (ou de aquecimento no caso de uma bomba de calor), considerando o mesmo volume no compressor (XU et al., 2011a).

A injeção de refrigerante na fase vapor é uma técnica utilizada para melhorar a eficiência dos sistemas de refrigeração e bombas de calor e também aumentar a faixa de operação destes sistemas em condições mais severas do ambiente (ROH et al., 2014).

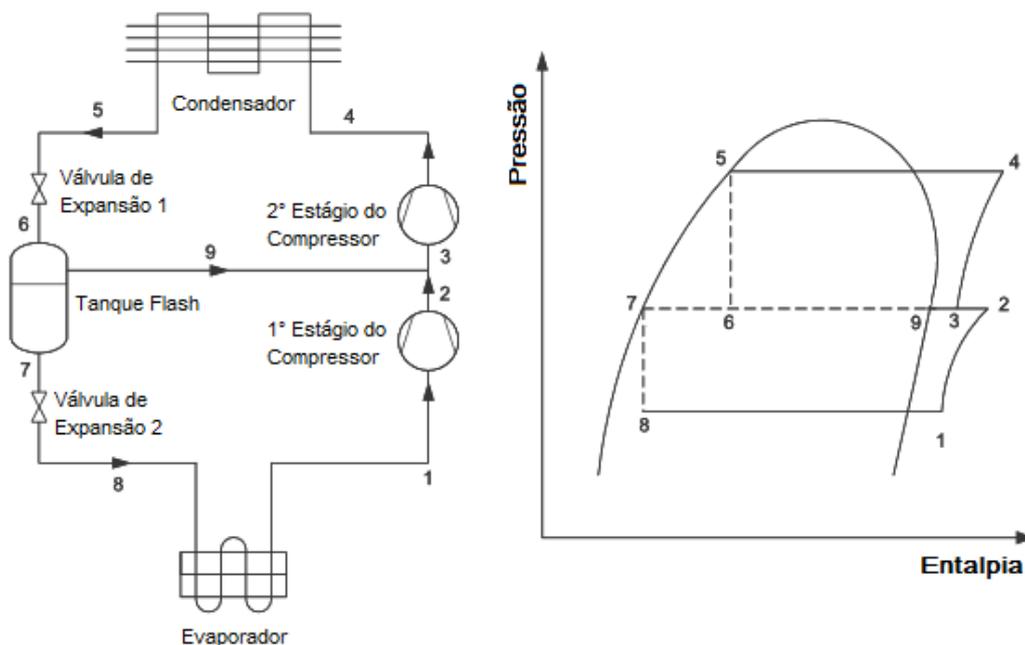
Essa técnica possui mais benefícios quando comparada ao ciclo tradicional ou à injeção de refrigerante líquido. As principais vantagens estão listadas a seguir:

- a) melhoria significativa na capacidade de refrigeração/aquecimento do sistema, especialmente em climas severos (bombas de calor em temperaturas abaixo de 0 °C e ares-condicionados em ambientes acima de 35 °C) (XU et al., 2011a; ROH et al., 2014);
- b) a capacidade do sistema pode ser variada controlando a vazão mássica de injeção de refrigerante, o que leva a economia de energia ao evitar a operação intermitente do compressor (XU et al., 2011a; ROH et al., 2014);
- c) a temperatura de descarga do compressor pode ser menor que no ciclo tradicional de compressão de vapor, o que pode levar a melhoria de eficiência no compressor. Porém, nem todos os sistemas mostram esse comportamento, dependendo de diversas características dos equipamentos do ciclo (XU et al., 2011a; ROH et al., 2014).

Em termos de tipos de ciclo de injeção de vapor, existem dois tipos principais: o ciclo de injeção de vapor com tanque “flash” (FTVI – da sigla em inglês “flash tank vapor injection”) e o ciclo de injeção de vapor com trocador de calor interno (IHXVI – da sigla em inglês “internal heat exchanger vapor injection”), também chamado de ciclo com sub-resfriamento (SCVI - da sigla em inglês “sub-cooler vapor injection”).

O ciclo FTVI utiliza um tanque “flash” para separar o refrigerante na fase vapor da mistura líquido-vapor e então injetá-lo no compressor. Este ciclo está representado na Figura 7. Vale ressaltar que não existe transferência de calor no tanque “flash”, ocorrendo apenas a separação das fases líquido e vapor em equilíbrio.

Figura 7 - Ciclo de refrigeração com injeção de vapor com tanque "flash" (FTVI) e seu respectivo diagrama P-h.

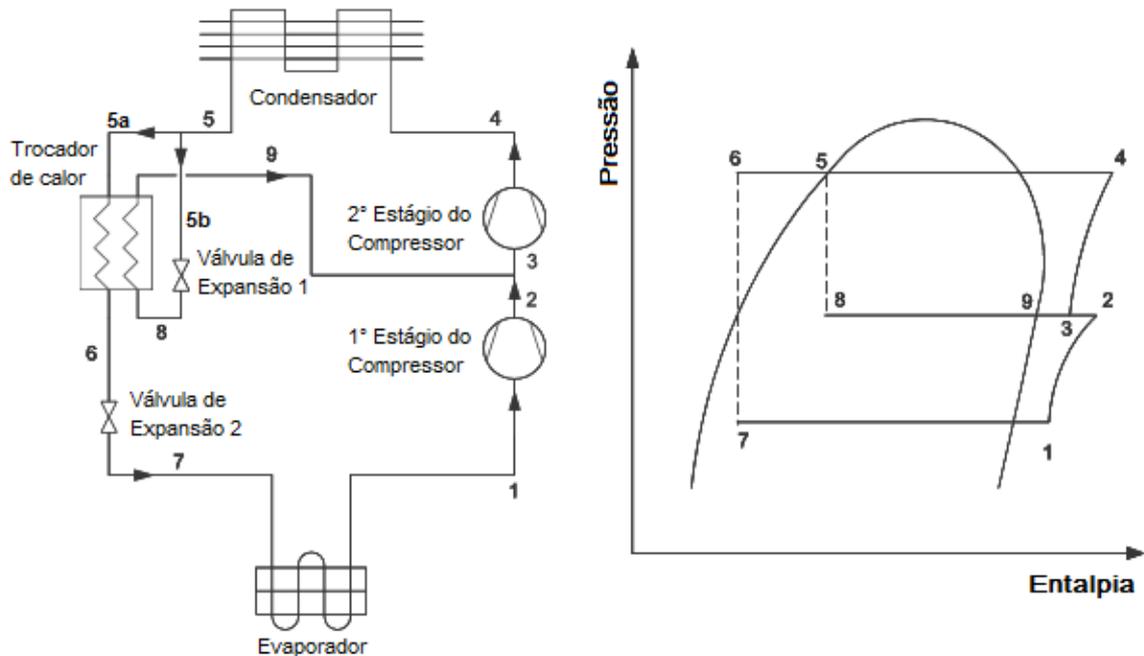


Fonte: Autora “adaptado de” Xu et al., 2011a

Já no ciclo IHXVI, o refrigerante que sai do condensador é dividido em duas correntes. A primeira, que passa pela válvula de expansão, recebe calor e passa para a fase vapor, sendo injetada no compressor, enquanto a corrente principal (que permanece na fase líquida) cede calor e segue para a segunda válvula de expansão e em seguida para o evaporador (ROH et al., 2014). Este ciclo está representado na Figura 8.

Apesar das diferenças de operação, ambos os ciclos melhoram a capacidade e o COP do sistema, quando comparados ao ciclo de compressão de vapor sem injeção de vapor (CHO et al., 2009; WANG et al., 2009a; XU et al., 2011b).

Figura 8 - Ciclo de refrigeração com injeção de vapor com trocador de calor (IHXVI) e seu respectivo diagrama P-h.



Fonte: Autora “adaptado de” Xu et al., 2011a

Existem dois motivos principais que explicam essa melhoria nos ciclos com injeção de vapor, quando comparados ao ciclo de compressão de vapor clássico. Em primeiro lugar, nos ciclos com injeção de vapor, a corrente de entrada do evaporador sofre expansão, com consequente redução de entalpia, em dois estágios, sendo pela separação de fases no tanque “flash” ou pelo sub-resfriamento no trocador de calor, enquanto no ciclo sem injeção essa redução ocorre em apenas um estágio. Essa maior diferença de entalpia entre a entrada e a saída do evaporador acaba compensando a sua menor vazão mássica de refrigerante devido à separação da corrente de injeção de vapor. O efeito final então é de um aumento na capacidade de aquecimento ou resfriamento do sistema (XU et al., 2011a).

O segundo motivo é o fato de que o vapor injetado encontra-se a uma temperatura menor que a temperatura do vapor que já está no compressor, levando à redução da temperatura de descarga do compressor. Isso acaba reduzindo a potência do compressor e consequentemente levando a um maior COP do sistema (XU et al., 2011a).

Quando comparados, porém, é difícil determinar qual das duas configurações é superior. Dentre as principais vantagens do ciclo com trocador de calor (IHXVI) estão a maior faixa de operação e maior facilidade no controle do ciclo, uma vez que a válvula de expansão no sistema é capaz de controlar com mais precisão a massa e pressão da corrente que será injetada no

compressor (ROH et al., 2014). Já o sistema com tanque “flash” (FTVI) apresenta uma maior simplicidade da estrutura do equipamento e tubulações, sendo assim a opção mais barata. Além disso, na configuração com trocador de calor (IHXVI), a diferença de temperatura entre as correntes em geral não é alta (entre 10 a 30 °C). Isso faz com que os sistemas necessitem de trocadores de calor de alto desempenho, que têm estruturas mais complexas, aumentando ainda mais o custo desses sistemas (ROH et al., 2014).

Do ponto de vista termodinâmico, ambos os ciclos deveriam apresentar um desempenho similar, uma vez que o princípio de trabalho é o mesmo. Porém, o desempenho experimental do ciclo com tanque “flash” foi superior ao ciclo com trocador de calor em alguns estudos. Wang (2008) mostrou experimentalmente que o ciclo com tanque “flash” para uma bomba de calor levou a um resultado de COP e capacidade de aquecimento de 2 a 5% maior comparado ao ciclo com trocador de calor. Wang et al. (2009a) estudaram os dois sistemas utilizando o refrigerante R410a e concluíram que ambos mostraram melhoria de forma comparável, mas de acordo com Mathison et al. (2011), isso apenas irá ocorrer quando o trocador de calor apresentar uma eficiência de 100%, o que na prática é pouco viável. Heo et al. (2011) discutiram sobre as várias opções de ciclos com injeção de vapor, incluindo o ciclo com tanque “flash” e com trocador de calor e concluíram que o sistema com tanque “flash” foi o mais eficiente entre todas as opções de ciclos de injeção de vapor, porém os COPs obtidos foram bastante similares. Dessa forma, pode-se observar que a escolha entre um ciclo ou outro não é trivial, dependendo muito das necessidades e aplicações de cada caso.

A injeção de refrigerante na fase líquida pode ser feita na corrente de entrada do condensador, na seção de sucção do compressor ou então diretamente na câmara do compressor. Como citado anteriormente, a técnica de injeção de refrigerante líquido é utilizada quando a temperatura de descarga do compressor é muito alta, o que pode causar degradação química do óleo lubrificante e levar à falha mecânica do equipamento (XU et al., 2011a). Winandy e Lebrun (2002) conduziram uma série de testes comparando o ciclo de compressão de vapor tradicional, o ciclo com injeção de vapor e com injeção de líquido e concluíram que o maior objetivo da injeção de líquido é diminuir a temperatura de descarga do compressor. Dutta et al. (2001) estudaram a influência da injeção de refrigerante líquido no desempenho de um compressor do tipo “scroll” teórica e experimentalmente. Foi observada melhoria no desempenho do equipamento devido à diminuição da temperatura do cilindro do compressor e redução na viscosidade do óleo devido à injeção de líquido. Já Cho et al. (2003) mediram o desempenho de um compressor também do tipo “scroll” com injeção de líquido, variando a sua frequência. Os resultados mostraram que para altas frequências, a injeção de líquido provou-se bastante

eficiente em atingir melhor desempenho e confiabilidade do equipamento. Já em baixas frequências, foram encontradas algumas desvantagens, como redução da eficiência adiabática e aumento na potência do compressor, devido a vazamentos no selo do compressor. Ou seja, as vantagens da injeção de líquido são limitadas aos casos em que a redução na temperatura de descarga do compressor leva a melhoria de desempenho no ciclo, caso contrário as desvantagens podem ser superiores aos benefícios.

Existe também a possibilidade de injeção de uma mistura líquido-vapor no compressor. Lee et al. (2013) apresentaram um estudo sobre os potenciais benefícios de um ciclo com injeção de uma mistura líquido-vapor, utilizando 12 refrigerantes puros e 2 misturas. Os autores concluíram que houve um aumento significativo na capacidade de refrigeração (no mínimo, acima de 20%) e redução do trabalho do compressor (mínimo de 14%) para todos os refrigerantes, quando comparados ao ciclo de compressão sem injeção de refrigerante.

2.2 FLUIDOS REFRIGERANTES

De acordo com Smith et al. (2007), a eficiência – e consequentemente o coeficiente de desempenho – do ciclo de Carnot (que é uma máquina térmica que opera de forma totalmente reversível) independe da substância de trabalho utilizada na máquina. Porém, as irreversibilidades inerentes aos ciclos de refrigeração levam a um grau de dependência do coeficiente de desempenho em relação ao fluido refrigerante.

Como o ar não deve penetrar no sistema de refrigeração, a pressão de vapor do refrigerante na temperatura do evaporador deve ser maior que a atmosférica, ao mesmo tempo em que a pressão de vapor na temperatura do condensador não pode ser tão alta, em função dos custos envolvidos com a fabricação e operação de equipamentos de alta pressão. Além disso, outras propriedades como calor específico, volume específico, condutividade térmica, toxidez, inflamabilidade, custo e propriedades corrosivas devem ser levadas em conta na escolha do refrigerante, limitando essa escolha a uma pequena variedade de fluidos (SMITH et al., 2007). Outras restrições, como os impactos ambientais desses fluidos, também foram sendo acrescentadas a esta lista, conforme será apresentado no histórico a seguir.

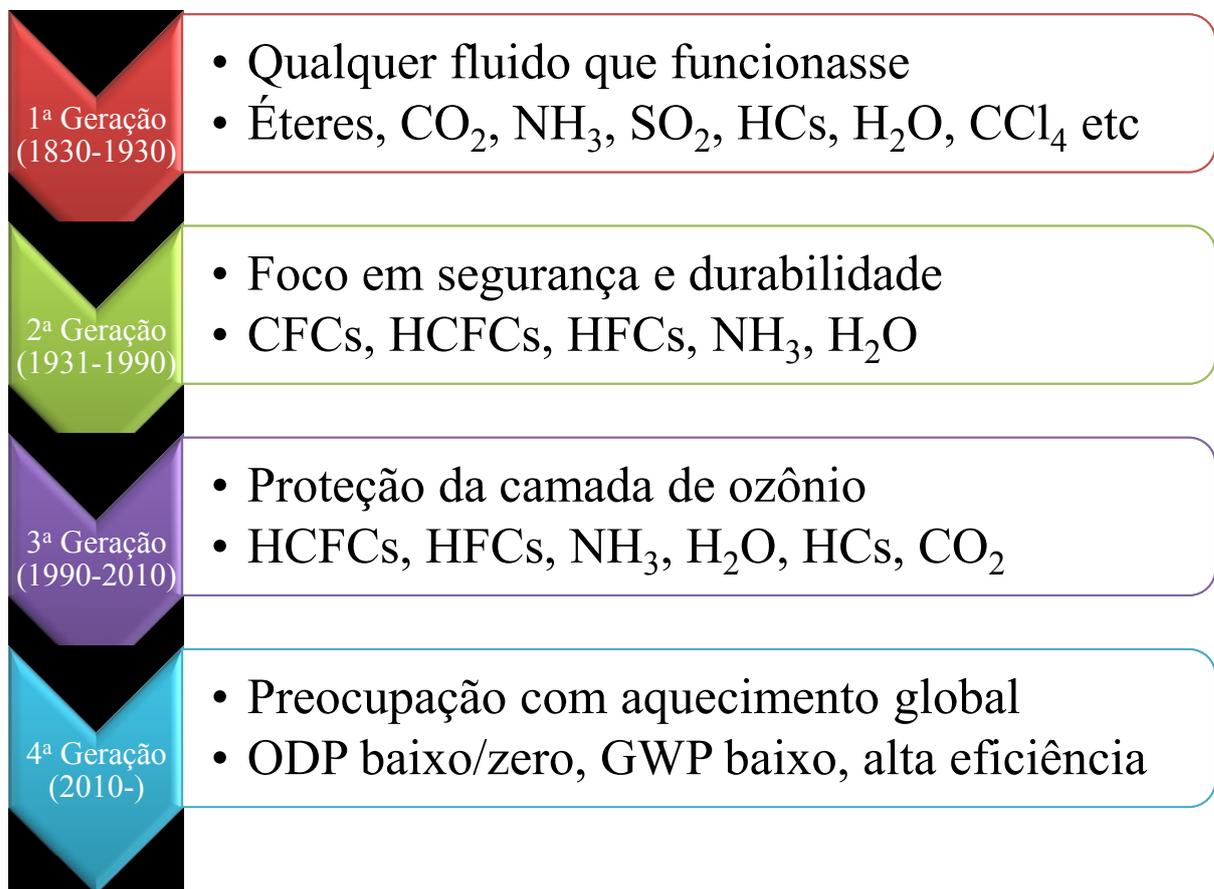
2.2.1 Histórico

Conforme descrito no tópico 2.1.1, o ser humano conhece, desde o Egito antigo, os efeitos de resfriamento utilizando a evaporação da água. Assim, pode-se considerar a água

como o primeiro fluido refrigerante utilizado pelo homem. Entretanto, o conceito de fluido refrigerante como é conhecido atualmente teve origem com a invenção de Jacob Perkins, na década de 1830, o qual construiu uma máquina de compressão de vapor para ser utilizada com éter etílico (CALM, 2008).

De acordo com Calm (2008), podem-se classificar os refrigerantes em quatro gerações, de acordo com as restrições impostas a esses fluidos. A progressão histórica dos fluidos refrigerantes está ilustrada na Figura 9.

Figura 9 - Progressão histórica dos fluidos refrigerantes.



Fonte: Autora “adaptado de” Calm, 2008

Os fluidos refrigerantes da 1ª geração se caracterizam por serem absorventes conhecidos e outros fluidos voláteis, ou seja, o que funcionasse e estivesse disponível. A maioria desses fluidos era inflamável, tóxica ou ambos, sendo que alguns eram também bastante reativos. Os principais exemplos dessa geração são: éteres, CO₂, NH₃, SO₂, hidrocarbonetos, H₂O e CCl₄. A primeira tentativa documentada de buscar um refrigerante que levasse a um melhor desempenho ocorreu na década de 1920 por Willis H. Carrier e R. W. Waterfill. Eles

investigaram uma gama de refrigerantes em compressores centrífugos, concluindo que o melhor fluido seria o 1,2-dicloroetano (R1130). Eles descartaram CO₂, amônia e água devido ao baixo desempenho, ácido sulfúrico por questões de segurança e tetracloreto de carbono pela incompatibilidade com metais (CALM, 2008).

A 2ª geração de refrigerantes teve início na década de 1930, a partir da busca por fluidos refrigerantes que apresentassem maior segurança e durabilidade. Thomas Midgley Jr. e sua equipe pesquisaram a tabela periódica, eliminando elementos com volatilidade insuficiente ou que formassem compostos instáveis e tóxicos, além dos gases inertes, que não apresentavam ponto de ebulição adequado. Restaram sete elementos: carbono, nitrogênio, oxigênio, enxofre, hidrogênio, flúor, cloro e bromo. Assim, os clorofluorcarbonos ou CFCs (que são hidrocarbonetos saturados totalmente substituídos por cloro e flúor) e os hidroclorofluorcarbonos ou HCFCs (hidrocarbonetos saturados parcialmente substituídos por cloro e flúor) foram os principais refrigerantes utilizados na segunda geração. Além desses, a amônia continuou a ser utilizada em grandes sistemas industriais, principalmente no processamento de alimentos e bebidas (CALM, 2008). Exemplos destes refrigerantes são o R12 (diclorodifluorometano) e o R11 (triclorofluorometano).

O foco da 3ª geração de refrigerantes foi a proteção da camada de ozônio. Os CFCs e HCFCs são substâncias destruidoras da camada de ozônio, possuindo alto ODP (do inglês “Ozone Depleting Potential”, ou potencial de destruição de ozônio). O Protocolo de Montreal, de 1987, determinou o fim do uso de CFCs em novos equipamentos desde 1997 em países desenvolvidos e 2010 em países subdesenvolvidos, além de exigir a substituição de HCFCs por substâncias alternativas, com eliminação do consumo em 2030 para países desenvolvidos e 2040 para países subdesenvolvidos. O resultado dessas medidas tem sido positivo, uma vez que a camada de ozônio vem se recuperando desde 1998, quando a camada atingiu o menor nível registrado de ozônio (CALM, 2008). Alguns exemplos de refrigerantes dessa geração são os hidrofluorcarbonetos (HFCs), como o R32 (difluorometano) e os hidrocarbonetos (HCs), como o R290 (propano).

Em contraste com o sucesso na recuperação da camada de ozônio, os efeitos do aquecimento global são cada vez mais evidentes, como o aumento na temperatura média do ar e dos oceanos, derretimento de geleiras nos pólos e montanhas e aumento do nível médio do mar. E, de acordo com o Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC, do inglês “Intergovernmental Panel on Climate Change”), o aumento na temperatura global média a partir da metade do século XX muito provavelmente está relacionado com o aumento da concentração de gases do efeito estufa causado por seres humanos. O Protocolo de Kyoto,

de forma semelhante ao Protocolo de Montreal, tem como objetivo limitar as emissões de gases do efeito estufa. As restrições variam de acordo com as leis de cada país, mas em longo prazo pretendem eliminar fluidos com GWP (do inglês “Global Warming Potential”, ou Potencial de Aquecimento Global) acima de 150. Essa necessidade acabou levando à 4ª geração de refrigerantes, cujo foco é o aquecimento global (CALM, 2008).

Na Tabela 2, é possível encontrar os efeitos ambientais de alguns fluidos refrigerantes comumente utilizados.

Tabela 2 - Efeitos ambientais de refrigerantes usuais.

Grupo	Refrigerante	ODP	GWP
CFC	R11	1	3800
	R12	1	8100
HCFC	R22	0,055	1500
	R23	0	11700
	R32	0	650
HFC	R125	0	2800
	R134a	0	1300
	R152a	0	140
	R290	0	3
HC	R600	0	3
	R600a	0	3

Fonte: Autora “adaptado de” Bolaji e Huan, 2013

Vale ressaltar que o principal impacto dos ciclos de refrigeração no aquecimento global vem do seu consumo energético e não da emissão do fluido refrigerante (CALM, 2008). Dessa forma, deve-se avaliar se a substituição do refrigerante para o qual o ciclo foi projetado não irá levar a um pior desempenho do equipamento e conseqüentemente a um maior gasto energético, o que faria o balanço global ser desfavorável ao meio ambiente. Como as opções de fluidos são limitadas, é preciso encontrar o balanço ideal entre as restrições ambientais e de segurança e a eficiência energética do ciclo.

As principais sugestões de Calm (2008) para a próxima geração de refrigerantes são NH₃, CO₂, HCs (R290, R600, R600a), HFCs com baixo GWP (R32, R152a, R161), éteres e olefinas como o R-1234yf (2,3,3,3-tetrafluoropropeno), além de misturas entre esses fluidos.

Diversos estudos apontam esses fluidos como possíveis substitutos de CFCs e HCFCs sem perda de desempenho do sistema, sendo que alguns exemplos serão apresentados no próximo capítulo como parte da revisão bibliográfica.

2.2.2 Hidrocarbonetos

Hidrocarbonetos são a classe de substâncias que ocorrem naturalmente e incluem os seguintes compostos utilizados como refrigerantes: propano (R290), n-butano (R600) e isobutano (R600a). Conforme apresentado anteriormente, os hidrocarbonetos têm sido usados como refrigerantes desde a 1ª geração (1830-1930), por serem fluidos conhecidos e facilmente disponíveis. Entretanto, foram abandonados na 2ª geração devido a sua alta inflamabilidade (CALM, 2008).

Porém, com a necessidade de substituição dos CFCs e HCFCs devido à destruição da camada de ozônio e aquecimento global, os hidrocarbonetos voltaram a ser considerados uma boa opção. HCs e suas misturas apresentam zero ODP e GWP baixo, são facilmente obtidos e são excelentes refrigerantes por vários motivos: eficiência energética, ponto crítico e propriedades de transferência de calor (BOLAJI; HUAN, 2013). De fato, todos os hidrocarbonetos puros e suas misturas possuem baixa viscosidade e alta condutividade térmica, o que resulta em melhor desempenho nos trocadores de calor dos ciclos de refrigeração (MOHANRAJ et al., 2009a). Outras vantagens dos hidrocarbonetos são sua estabilidade para uma alta gama de temperaturas, boa compatibilidade com materiais comuns de compressores e solubilidade em óleos minerais, os quais são utilizados tradicionalmente como lubrificantes em sistemas de refrigeração baseados em refrigerantes clorados (MOHANRAJ et al., 2009a; LORENTZEN, 1995). Isso faz com que pouca ou nenhuma modificação seja necessária nos sistemas já existentes.

De acordo com Calm (2008), em aplicações em que a carga de refrigerante utilizada é baixa (normalmente abaixo de 120 g), como os refrigeradores domésticos, a inflamabilidade dos hidrocarbonetos não deve ser considerada como crítica. Por esse motivo, na Europa o uso de hidrocarbonetos é dominante em refrigeradores domésticos, porém nos Estados Unidos existem leis que acabam limitando o seu uso. Segundo Harby (2017), recentemente o uso de HCs tem aumentado não só em aplicações residenciais, como também na refrigeração industrial. Estima-se que aproximadamente 36% dos refrigeradores domésticos em todo o mundo utilizam hidrocarbonetos como refrigerantes e a previsão é que este número aumente para 75% até 2020 (HARBY, 2017).

A classificação de segurança dos refrigerantes é feita pela norma ASHRAE (do inglês “American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers”) Standard 34 (ASHRAE, 2007), que caracteriza os fluidos por toxicidade (A ou B) e flamabilidade (1, 2 ou 3). Os hidrocarbonetos são classificados como A3, ou seja, toxicidade baixa e alta flamabilidade. Entretanto, eles são seguros se manuseados corretamente e seguindo as instruções dos fabricantes (HARBY, 2017). Além disso, eles não entram em combustão espontânea em contato com a atmosfera, necessitando de três condições simultâneas para que isso aconteça: vazamento de hidrocarbonetos, devendo ser misturados em uma proporção específica com o ar (em torno de 1-10% em volume) e uma fonte de ignição com energia acima de 0,25 mJ ou uma superfície com temperatura que exceda 440 °C (BOLAJI; HUAN, 2013).

O uso de HCs como fluidos refrigerantes requer algumas precauções de segurança baseadas na quantidade da carga de refrigerante, mudanças significativas no design do sistema e a localização física do sistema onde o hidrocarboneto está contido. Para evitar o risco de incêndio, as seguintes instruções devem ser seguidas: conter o hidrocarboneto em um sistema selado e/ou reduzir ao mínimo o número de conexões; limitar a carga máxima de hidrocarboneto no sistema; utilizar uma fonte de ventilação para minimizar a concentração de HC no ambiente, evitando que atinja o limite mínimo de flamabilidade; e eliminar as fontes de ignição associadas ao sistema (HARBY, 2017).

Vale ressaltar que, todo ano, milhões de toneladas de hidrocarbonetos são utilizados de forma segura em todo o mundo para os mais variados usos, como aquecimento, combustível de automóveis, gás de cozinha e propelentes de aerossol. Isso ocorre porque, nessas indústrias, procedimentos e normas foram adotados para garantir a segurança no uso desses produtos (BOLAJI; HUAN, 2013). Nesse sentido, foram criadas normas de segurança para sistemas de refrigeração, incluindo o uso seguro de fluidos inflamáveis como refrigerantes, como a norma BS EN378 e a norma ISO 5149:1. Harby (2017) mostrou as normas referentes à carga permitida de hidrocarbonetos como refrigerante, levando em consideração o tamanho e a ocupação do local de instalação do sistema, enquanto Corberán et al. (2008) apresentaram uma revisão das normas internacionais de segurança para sistemas de compressão de vapor utilizando HCs como refrigerantes, reportando os requerimentos específicos para equipamentos que operem com hidrocarbonetos. Dessa forma, considerando as medidas de segurança cabíveis, é possível utilizar HCs como substitutos de CFCs, HCFCs e HFCs, obtendo eficiências iguais ou até mesmo superiores às desses sistemas (PALM, 2008).

2.2.3 Hidrofluorcarbonetos

Os hidrofluorcarbonetos (HFCs) são compostos formados a partir da substituição de um ou mais hidrogênios por um número igual de átomos de flúor. São refrigerantes sintéticos e começaram a ser utilizados a partir da 2ª geração (após 1930), devido às suas excelentes características termodinâmicas, de segurança e durabilidade (CALM, 2008).

A partir de 1990, com o Protocolo de Montreal forçando o abandono do uso de substâncias destruidoras da camada de ozônio, os HFCs se tornaram uma alternativa aos CFCs e HCFCs. Isso se deu porque os HFCs não são nocivos à camada de ozônio, uma vez que o flúor não é prejudicial ao ozônio como o cloro e o bromo (CALM, 2008).

Quanto ao aquecimento global, não é possível generalizar o efeito dos HFCs. Pode-se observar da Tabela 2 que existem refrigerantes com GWP muito alto, enquanto outros apresentam GWP moderado ou até mesmo baixo, como o R152a. Dessa forma, também é possível considerar alguns HFCs como alternativas para o longo prazo, desde que sejam considerados aqueles com baixo potencial de aquecimento global (CALM, 2008).

Uma das principais vantagens dos HFCs está relacionada à segurança. Em geral, esses compostos são classificados como A1 pela ASHRAE, ou seja, baixa toxicidade e baixa inflamabilidade (ASHRAE, 2007). Além disso, possuem propriedades termodinâmicas adequadas para substituir os CFCs e HCFCs tanto em aplicações que requerem baixas temperaturas como também aplicações que envolvem bombas de calor e ares-condicionados, conforme reportado em diversos estudos da literatura (Mohanraj et al., 2011). Entretanto, ao contrário dos HCs, os HFCs não são compatíveis com os óleos minerais utilizados em sistemas projetados para operar com refrigerantes clorados, sendo necessário substituí-los por óleos sintéticos, os quais são mais caros e apresentam problemas de manutenção (MOHANRAJ et al., 2011; BOLAJI; HUAN, 2013).

Uma maneira de superar essa desvantagem dos hidrofluorcarbonetos consiste em combiná-los com hidrocarbonetos. Estudos mostraram que misturas de HC/HFCs, sobretudo com HCs de baixa volatilidade, podem ser utilizadas com óleos minerais sem problemas de miscibilidade. Outra vantagem é o fato de que, com essas misturas, é possível reduzir a característica de inflamabilidade dos hidrocarbonetos (MOHANRAJ et al., 2009a; MOHANRAJ et al., 2011). Dessa forma, essas misturas são possíveis substitutos definitivos dos CFCs e HCFCs, sem necessitar de grandes alterações estruturais nos sistemas de refrigeração, apresentando características adequadas de eficiência e também de segurança. Além disso, o

GWP e o custo dessas misturas acabam sendo, no mínimo, um terço menor quando comparados ao HFC puro (HARBY, 2017).

2.2.2 Misturas de refrigerantes

De acordo com Calm (2008), as opções de fluidos refrigerantes que atendam as demandas ambientais, de segurança, de custo e de desempenho cada vez mais restritas são finitas. Dessa forma, é raro encontrar entre esses fluidos puros aqueles que apresentem propriedades adequadas para a substituição direta dos refrigerantes halogenados existentes (MOHANRAJ et al., 2009a). Por exemplo, Fatouh e Kafafy (2006) chegaram à conclusão que propano e butano puros não seriam substitutos diretos para o refrigerante R134a em refrigeradores domésticos, o primeiro devido às altas pressões de operação e baixo COP, enquanto o segundo necessitaria de alterações no compressor. A mistura de refrigerantes permite, então, uma maior flexibilidade na busca de alternativas mais amigáveis ao meio ambiente, pois oferece um grau de liberdade adicional, permitindo obter propriedades intermediárias entre os fluidos refrigerantes alterando suas composições na mistura (MCLINDEN; RADERMACHER, 1987; MOHANRAJ et al., 2011). Além disso, conforme citado anteriormente, as misturas podem atenuar as características negativas de alguns fluidos, como a redução da inflamabilidade de HCs ao misturá-los com HFCs (MOHANRAJ et al., 2009a). As principais alternativas são misturas de HCs e HFCs com baixo GWP.

As misturas podem ser caracterizadas em três categorias: misturas azeotrópicas, quase azeotrópicas e zeotrópicas (ou não-azeotrópicas), sendo que as diferenças de comportamento entre essas misturas levam a diferentes resultados nos sistemas de refrigeração.

Misturas azeotrópicas são aquelas em que os componentes não podem ser separados por destilação simples. Elas evaporam e condensam como uma substância simples, mantendo a temperatura constante durante a mudança de fase. As misturas azeotrópicas são classificadas pela ASHRAE pela série 500. Já as misturas quase azeotrópicas possuem a maioria dos atributos das misturas azeotrópicas, porém apresentam uma pequena diferença de temperatura durante a mudança de fase, em torno de 0,2 a 0,6 °C. Esse tipo de mistura pode apresentar alteração na composição, e conseqüentemente em suas propriedades, devido ao vazamento do componente mais volátil. A classificação ASHRAE das misturas quase azeotrópicas é a série 400 (MOHANRAJ et al., 2011).

As misturas zeotrópicas não se comportam como uma única substância quando mudam de estado. Pelo contrário, as mudanças de fase não são isotérmicas e a mistura apresenta

composições do líquido e do vapor diferentes no equilíbrio. Assim como as misturas quase azeotrópicas, existe a possibilidade de vazamento do componente mais volátil, alterando a composição inicial da mistura. A classificação ASHRAE dessas misturas também está na série 400 (MOHANRAJ et al., 2011).

As misturas zeotrópicas possuem maior potencial de melhoria na eficiência energética dos ciclos de refrigeração e isso se deve principalmente devido a diferença de temperatura durante a mudança de fase que ocorre no evaporador e condensador. Ao utilizar uma mistura que apresente a diferença de temperatura no evaporador semelhante à do fluido que se deseja resfriar, a geração de entropia durante a mudança de fase é reduzida, o que leva a uma menor irreversibilidade do processo e melhor eficiência energética (MOHANRAJ et al., 2011).

Para comparar ciclos de refrigeração, devem-se escolher dois pontos de temperatura a ser fixada, uma no evaporador e outra no condensador. Entretanto, existem quatro diferentes possibilidades de escolha e o COP para as misturas varia drasticamente dependendo da escolha feita, já que a mudança de fase não é isotérmica, enquanto o COP das substâncias puras não se altera. Para uma comparação justa entre os dois casos, deve-se considerar a aplicação, ou seja, as temperaturas absolutas e mudança de temperatura requerida para os fluidos que serão resfriados (MCLINDEN; RADERMACHER, 1987). Dessa forma, será apresentada a seguir a aplicação considerada para o sistema de refrigeração estudado.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os estudos recentes na área de ciclos de refrigeração, que buscam sistemas mais eficientes, focam seus esforços em duas áreas diferentes: desenvolvimento de novas tecnologias, utilizando ciclos alternativos para obter um melhor desempenho e a busca de refrigerantes, puros ou misturas, que atendam aos aspectos ambientais e de eficiência. Dessa forma, será realizada primeiramente uma revisão dos trabalhos que focam nos ciclos de refrigeração com injeção de vapor com tanque “flash” e em seguida das pesquisas que estudaram refrigerantes alternativos, com enfoque em HCs e HFCs e suas respectivas misturas.

3.1 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO COM INJEÇÃO DE VAPOR

Conforme apresentado no capítulo anterior, uma das principais vantagens da técnica de injeção de refrigerante é o seu bom desempenho em climas mais rigorosos. Wang et al. (2009a) estudaram experimentalmente uma bomba de calor com injeção de vapor com duas configurações (FTVI e IHXVI) operando com R410a como refrigerante, testando seu desempenho em condições extremas de refrigeração (temperatura ambiente de 46,1 °C) e aquecimento (temperatura ambiente de -17,8 °C). Os resultados obtidos foram comparados com o ciclo convencional e o ciclo FTVI, na condição de aquecimento, foi o que apresentou a maior melhoria no COP. Além disso, o ganho em relação ao ciclo sem injeção de vapor foi maior quanto mais severa se tornava a condição ambiente. As capacidades de aquecimento e de resfriamento superaram o ciclo convencional em 33% e 15%, respectivamente, enquanto o ganho no COP foi de 4% na condição de resfriamento e de 23% na condição de aquecimento.

Shuxue e Guoyuan (2015) desenvolveram um modelo numérico para um sistema FTVI utilizando R32 como refrigerante, validando-o com dados experimentais com erro menor que 5%. Os autores encontraram a faixa ótima de pressão de injeção de vapor no compressor e obtiveram resultados de COP e capacidade de resfriamento até 12% e 15%, respectivamente, quando comparado ao ciclo sem injeção de vapor.

d’Angelo et al. (2016) realizaram uma análise paramétrica de um sistema FTVI, realizando simulações em estado estacionário, considerando a influência da composição da mistura R290/R600a em diversos parâmetros do sistema: COP, potência do compressor, vazão mássica de refrigerante, entre outros, comparando os resultados com o ciclo de compressão de vapor clássico. Os resultados mostraram que o COP do sistema com injeção de vapor foi 16-

32% superior ao do ciclo sem injeção de vapor, com o melhor resultado sendo obtido para a mistura com 40% em massa de R290.

Já Shuxue et al. (2013) investigaram experimentalmente o desempenho de uma bomba de calor com injeção de vapor e tanque “flash” trabalhando com R32, nas condições de aquecimento e refrigeração, verificando também a influência da razão entre a vazão mássica de refrigerante desviada para injeção no compressor e a vazão de refrigerante destinada ao evaporador (razão chamada de ε no trabalho). Os autores concluíram que as capacidades de resfriamento e de aquecimento foram até 4% e 6% maiores, respectivamente, quando comparados ao ciclo sem injeção de vapor, enquanto o COP foi 3% maior. Além disso, para obter as melhores taxas de aquecimento e resfriamento, o valor da razão ε deve estar entre 0,12 e 0,16.

Mathison et al. (2011) utilizaram uma abordagem teórica para estudar o efeito do número de pontos de injeção de vapor no compressor. Segundo os autores, é possível melhorar o desempenho de um ciclo com injeção de vapor aumentando o número de pontos de injeção no compressor até o limite em que a injeção contínua de refrigerante mantém o compressor em um estado de vapor saturado. Atingindo esse limite, a melhoria do COP variou entre 18 a 51%, dependendo do fluido e da aplicação estudada, sendo que os benefícios são maiores para os ciclos em que a diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador é muito alta. Um exemplo são os ciclos utilizados em supermercados, nos quais a temperatura de evaporação fica em torno de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a de condensação, aproximadamente $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Os autores reforçam, porém, a necessidade de trabalhos experimentais para proporcionar um maior entendimento do processo de injeção de vapor na prática, garantindo uma boa mistura do refrigerante e evitando a entrada de líquido no compressor, o que poderia causar danos no equipamento.

Para superar a principal desvantagem dos sistemas FTVI, a dificuldade no controle do ciclo, Wang et al. (2009b) desenvolveram um modelo do sistema de refrigeração com injeção de vapor e compressor do tipo “scroll” e investigaram os efeitos da injeção de vapor no sistema e dos parâmetros específicos de cada componente do ciclo. Baseada em uma análise termodinâmica, os autores propuseram uma série de princípios gerais tanto para o design ótimo dos equipamentos quanto para o método ótimo de controle. Já Xu et al. (2011b) desenvolveram uma nova estratégia de controle para um sistema FTVI operando com R410a como refrigerante e sua viabilidade foi verificada em um sistema experimental operando em estado estacionário e também em estado transiente. O sistema proposto utilizou uma válvula de expansão eletrônica (EEV, ou “electronic expansion valve”) na saída do condensador e uma válvula de expansão termostática na saída do tanque “flash”, além de um aquecedor elétrico na linha de injeção de

vapor de forma a superaquecê-lo e utilizar este dado como um sinal de controle para a EEV. Um controlador do tipo proporcional integral derivativo (PID) foi ajustado para o sistema e os resultados mostraram que ele foi capaz de atingir os objetivos estipulados pelos autores. Além disso, o superaquecimento da linha de injeção de vapor também se provou um sinal de controle adequado para a válvula de expansão na saída do condensador.

3.2 REFRIGERANTES ALTERNATIVOS (HC E HFC)

Os estudos focados no uso de refrigerantes alternativos podem ser de duas formas, por substituição direta do refrigerante original, também chamada “drop in”, ou quando são necessárias alterações em aspectos do ciclo, como equipamentos ou fluidos lubrificantes, quando é chamada “retrofit”. A maioria dos estudos foca na substituição direta do fluido para o qual o ciclo foi projetado, de forma a evitar custos adicionais devido a modificações no sistema. Um resumo de diversos trabalhos que estudaram a substituição de refrigerantes por HCs ou HFCs encontra-se na Tabela 3.

Para aplicações em ares-condicionados domésticos, o principal fluido utilizado era o R22 e diversos estudos buscaram substitutos para esse HCFC. Yang et al. (1999) investigou experimentalmente o desempenho de misturas HC/HFC binárias e ternárias (R290/R125, R290/R32, R32/R125/R152a e R32/R125/R290) e concluiu que a mistura ternária R32/R125/R152a se aproximou dos resultados do R22 em uma grande faixa de condições operacionais, além de apresentar melhor eficiência. Os autores ressaltam também a importância de otimizar as concentrações das misturas de acordo com as características operacionais de cada aplicação. Wu et al. (2009) também investigaram experimentalmente o desempenho da mistura ternária R32/R125/R152a como substituto do R22 em um ar condicionado doméstico e concluíram que essa mistura na concentração em massa de 34% R32, 18% R125 e 48% R152a seria uma alternativa viável para substituição direta do R22, porém com COP e capacidade de refrigeração um pouco menor. Já Park e Jung (2009a) testaram experimentalmente o refrigerante R431A (mistura R290/R152a na proporção em massa de 71/29) como alternativa ao R22 em um sistema de compressão de vapor trabalhando como ar-condicionado e bomba de calor. O R431A possui ODP de zero e GWP de 43 e os resultados mostraram que o COP da mistura foi 3,5 a 3,8% maior com capacidade

Tabela 3 - Resumo de trabalhos científicos que estudaram a substituição de refrigerantes por HCs e HFCs e suas misturas.

Autores	Aplicação	Tipo	Refrigerante original	Opções estudadas
Wongwises et al. (2006)	Ar-condicionado de automóveis	Experimental drop in	R134a	Mistura R290/R600/R600a
Yang et al. (1999)	Ar-condicionado doméstico	Teórico e experimental	R22	Misturas R290/R125, R290/R32, R32/R125/R152a e R32/R125/R290)
Park e Jung (2007a)	Ar-condicionado doméstico	Experimental drop in	R22	Misturas R290/R1270, R290/R152a e R290/R1270/RE170
Wu et al. (2009)	Ar-condicionado doméstico	Experimental drop in	R22	Mistura R32/R125/R152a
Park e Jung (2009a)	Ar-condicionado doméstico e bomba de calor	Experimental drop in	R22	Mistura R431a (R290/R152a)
Lee et al. (2012)	Bomba de calor	Simulação e experimental	R22	Mistura R32/R152a
Payne et al. (1998)	Bomba de calor	Experimental	R22	R290 puro e Misturas R32/R290 e R32/R152a
Chang et al. (2000)	Bomba de calor	Experimental	R22	R290, R1270, R600 e R600a puros; Misturas R290/R600a e R290/R600
Choi et al. (1996)	Bomba de calor	Experimental	R22	R290 puro e Misturas R290/R600a e R32/R152a
Park e Jung (2007b)	Refrigeração industrial	Experimental drop in	R502 (Mistura R115/R22)	Misturas R290/R1270 e R290/R152a
Mani e Selladurai (2008)	Refrigeração industrial	Experimental drop in	R12 e R134a	Mistura R290/R600a
Jung et al. (2000)	Refrigeradores domésticos	Experimental drop in	R12	Mistura R290/R600a
Akash e Said (2003)	Refrigeradores domésticos	Experimental retrofit	R12	Mistura R290/R600/R600a
Wongwises (2005)	Refrigeradores domésticos	Experimental drop in	R134a	Misturas R290/R600, R290/R600a e R290/R600/R600a
Lee et al. (2008)	Refrigeradores domésticos	Experimental drop in	R134a	Mistura R290/R600a
Mohanraj et al. (2009b)	Refrigeradores domésticos	Experimental drop in	R134a	Mistura R290/R600a
Jwo et al. (2009)	Refrigeradores domésticos	Experimental drop in	R134a	Mistura R290/R600a
Park e Jung (2009b)	Refrigeradores domésticos	Teórico e experimental	R134a	Mistura R430a (R600a/R152a)

Fonte: Autora

volumétrica semelhante trabalhando tanto na função de resfriamento quanto de aquecimento. Os autores concluíram que o R431A é um possível substituto direto do R22 em ares-condicionados domésticos devido às suas excelentes propriedades termodinâmicas e ambientais.

Assim como para os ares-condicionados domésticos, o principal fluido utilizado em bombas de calor foi o R22. Choi et al. (1996) testaram experimentalmente uma bomba de calor com as misturas R290/R600a (70/30) e R32/R152a (50/50), comparando-as com o R22, e chegaram a conclusão que os melhores resultados foram obtidos com a segunda mistura, devido às excelentes propriedades termodinâmicas e de transferência de calor, além da variação de temperatura nos trocadores de calor ser semelhante à do fluido que se estava trocando calor. Já para a primeira mistura, devido à diferente capacidade volumétrica em relação ao R22, o resultado foram os piores valores de COP nas condições testadas, mostrando que essa mistura de hidrocarbonetos não poderia ser um substituto direto do R22, exigindo modificações no sistema para obter um melhor desempenho. Já Lee et al. (2012) estudaram a influência da concentração da mistura R32/R152a no desempenho de uma bomba de calor e compararam os resultados com o R22. Os resultados obtidos mostraram que a mistura foi superior em todas as concentrações e o melhor resultado foi com a concentração equimássica, obtendo um COP 15,8% maior e potência do compressor 13,7% menor. Para a substituição direta do R22, os autores encontraram que a mistura R32/R152a na proporção mássica de 36/64 apresenta a mesma capacidade volumétrica e poderia ser utilizada sem necessidade de modificações no compressor. Os autores também investigaram a inflamabilidade da mistura nessa composição e mostraram que ela é virtualmente não inflamável.

Com relação aos refrigeradores domésticos, os mais antigos utilizavam R12 como refrigerante, enquanto o R134a é o fluido preferido para os modelos mais modernos. Jung et al. (2000) investigaram uma mistura de hidrocarbonetos (R290/R600a) como substituto do R12 em dois refrigeradores domésticos, um de 299 l e outro de 465 l. Os autores concluíram que a mistura (com fração molar de R290 entre 0,2 a 0,6) resulta em um COP 2,3% maior quando comparado ao R12, além de aumentar a eficiência energética em 3 a 4%, com uma capacidade pouco maior que a do R12. Outra vantagem foi uma menor temperatura de descarga do compressor, podendo levar a um aumento na vida útil do compressor. Já para substituir o R134a, diversos autores também citam a mistura R290/R600a como possível alternativa. Lee et al. (2008) avaliaram o desempenho de um refrigerador de pequeno porte comparando o R134a com a mistura R290/R600a na proporção em massa de 55/45, variando a carga de refrigerante e o comprimento dos tubos capilares do evaporador. Os autores otimizaram os dois sistemas e

concluíram que, apesar dos tubos do sistema com a mistura R290/R600a ser 500 mm maior, ele apresentou um consumo energético 12,3% menor, taxa de resfriamento 28,8% maior e carga de refrigerante 50% menor. Mohanraj et al. (2009b) testaram a mistura R290/R600a na proporção mássica 45,2/54,8 como substituto do R134a em um refrigerador doméstico de 200 l a temperatura ambiente entre 24 a 43 °C e os resultados da mistura foram superiores em COP (3,25 a 3,6% maior), carga de refrigerante (45% menor) e temperatura de descarga do compressor (8,5 a 13,4 °C menor). Já Jwo et al. (2009) compararam o desempenho de um refrigerador de 400 l trabalhando com R134a e a mistura equimássica de R290/R600a. Apesar do COP obtido para a mistura ter sido ligeiramente inferior, o comportamento da mistura se mostrou mais adequado para longos períodos de utilização (o que é característico para um refrigerador doméstico), com uma economia de energia de 4,4%.

Já para casos que necessitam de temperaturas mais baixas, como sistemas industriais, as opções de refrigerantes são mais variadas, como o R12, R22, R134a e R502. Mani e Selladurai (2008) estudaram experimentalmente um sistema de refrigeração por compressão de vapor utilizando uma mistura R290/R600a na proporção mássica de 68/32 como alternativa ao R12 e R134a, variando a temperatura no evaporador de -18 a 2 °C. A mistura apresentou capacidade de refrigeração até 50% maior que o R12 e até 87,2% maior que o R134a, consumo energético até 17,4% menor que o R12 e até 20% menor que o R134a, COP superior aos dois refrigerantes puros e a temperatura de descarga do compressor foi praticamente a mesma em todos os casos. Já Park e Jung (2007b) experimentaram três misturas binárias compostas por R290, R1270 e R152a como substitutas do R502 em um sistema de bancada para aplicações que necessitam de temperaturas mais baixas. A temperatura de saturação no evaporador foi de -28 °C. Todas as misturas apresentaram melhores resultados de COP, carga de refrigerante menor e também menor temperatura de descarga do compressor. A mistura com melhores resultados de COP foi R290/R1270 (proporção mássica 90/10), que obteve um valor 27,3% maior quando comparado ao R502. Já a mistura que necessitou da menor carga de refrigerante e resultou em menor temperatura de descarga do refrigerante foi R290/R152a (proporção mássica 90/10), com uma carga 66,4% menor e temperatura de descarga 28 °C menor que a do R502.

Harby (2017) realizou uma revisão atualizada de diversos trabalhos teóricos e experimentais envolvendo HCs puros, misturas de HCs e misturas HC/HFC como alternativas para refrigerantes halogenados prejudiciais ao meio ambiente. Segundo o autor, os hidrocarbonetos não só são melhores para o meio ambiente, mas também são mais baratos, ocorrem naturalmente e possuem melhores propriedades de transferência de calor. No artigo está listada uma série de resultados mostrando que existem alternativas mais amigáveis ao meio

ambiente para várias aplicações, dentre elas ares-condicionados domésticos e de automóveis, refrigeração doméstica e comercial e bombas de calor. Por fim, ele também cobriu a principal desvantagem dos hidrocarbonetos, a inflamabilidade, citando medidas de segurança e também as normas que regulam a carga máxima de refrigerantes inflamáveis e o tamanho do local de instalação.

Ao fim da revisão bibliográfica, é possível perceber que existe uma grande variedade de trabalhos científicos que abordaram ciclos de refrigeração com injeção de vapor utilizando tanque “flash” e também os que pesquisaram o uso de refrigerantes alternativos, incluindo misturas de refrigerantes. Entretanto, são poucos os estudos que exploram ambos os temas simultaneamente. Portanto, o objetivo deste trabalho é combinar os benefícios de um ciclo FTVI com o uso de misturas de refrigerantes alternativos.

4. METODOLOGIA

A seguir, será mostrada a metodologia utilizada para atingir os objetivos propostos no início deste trabalho. Inicialmente, será discutido o estudo de caso, de forma a definir as condições operacionais e limitações do sistema. Em seguida, serão apresentados o simulador e pacote termodinâmico utilizado, bem como as considerações, hipóteses e restrições assumidas para realizar as simulações, além dos parâmetros que serão utilizados na avaliação do desempenho do ciclo. Por fim, serão explicitados os fluidos refrigerantes e a metodologia para validação das simulações.

4.1 ESTUDO DE CASO

A importância da aplicação escolhida para o sistema de refrigeração a ser estudado está relacionada à carga térmica exigida no evaporador e os valores de temperatura necessários para se alcançar a temperatura desejada do fluido a ser refrigerado.

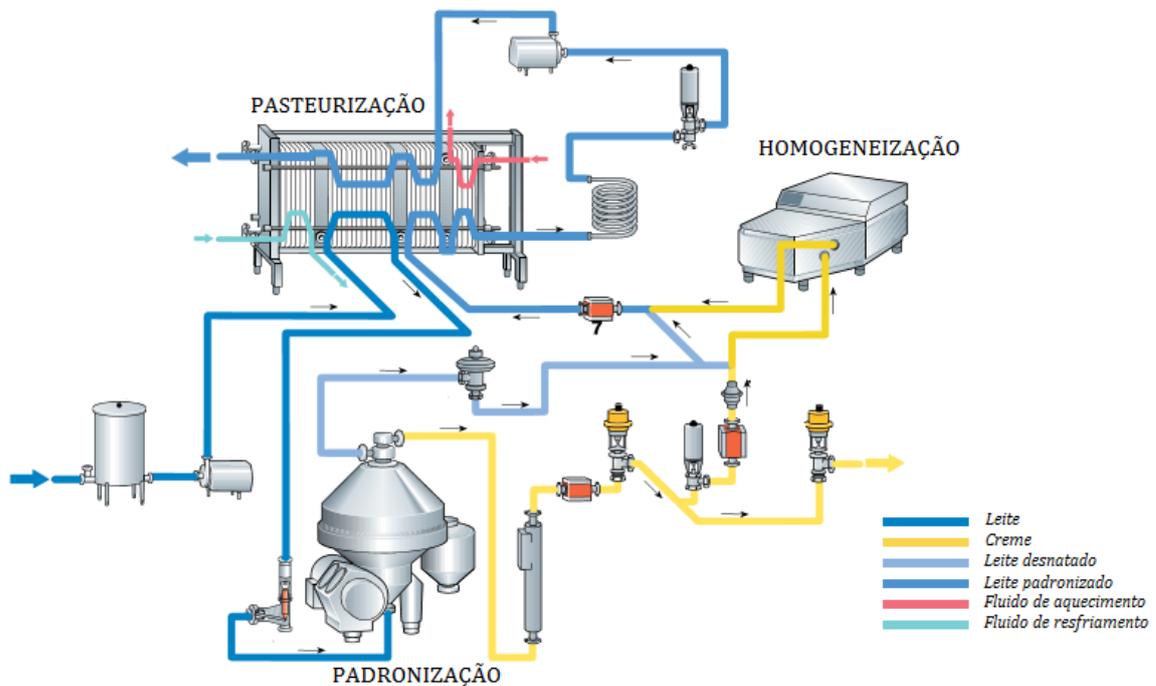
Conforme citado anteriormente, neste trabalho será utilizado um estudo de caso baseado numa indústria de laticínios. No processo de industrialização do leite, duas etapas são responsáveis pelo maior consumo de fluido de resfriamento, sendo elas a pasteurização e o processo UHT. Essas etapas serão descritas a seguir, sendo que a Figura 10 ilustra o processo de produção do leite até a fase de pasteurização.

A etapa de pasteurização é extremamente importante para garantir a durabilidade do leite produzido. Essa etapa consiste em aquecer o leite a $72 - 75\text{ }^{\circ}\text{C}$ por 15 a 20 segundos e é responsável por destruir os micro-organismos e bactérias indesejados. Em seguida, o leite é pré-resfriado pela corrente de leite natural e por fim é resfriado a $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ novamente para posterior armazenamento ou embalagem. Entretanto, mesmo com a pasteurização, a duração do leite nas prateleiras é de 8 a 10 dias, mantendo-o refrigerado entre $5\text{ a }7\text{ }^{\circ}\text{C}$ com a embalagem fechada (BYLUND, 2003). Para um país de dimensões continentais como o Brasil, esse tipo de processo acaba sendo inviável, sobretudo para atender a locais mais afastados dos centros produtores. Esse é um dos motivos pelos quais o leite longa vida no Brasil é preferido em relação ao leite pasteurizado.

O leite longa vida passa por um processo adicional chamado UHT (do inglês “Ultra High Temperature”, ou Ultra Alta Temperatura), que consiste em aquecimento a $135 - 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ por 4 a 15 segundos, seguido por um rápido resfriamento até $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e por fim segue para a etapa de acondicionamento, sendo embalado em caixas ou garrafas assépticas que protegem o produto

da luz e do oxigênio atmosférico. Com esse processo, a duração do leite passa a ser de quatro meses com a embalagem fechada, sem necessidade de resfriamento. As desvantagens desse tratamento são alterações no sabor e perda de nutrientes (BYLUND, 2003).

Figura 10 - Processo de produção de leite pasteurizado.



Fonte: Autora “adaptado de” Bylund, 2003

No caso estudado, o fluido de resfriamento é necessário em várias etapas do processo e para que não haja um sistema de refrigeração em cada etapa, utiliza-se um fluido secundário que será utilizado em todas as fases. Para essa planta, o fluido secundário é a água, que deve ser resfriada a 1 °C para atender às demandas de resfriamento do leite nos processos citados, sobretudo na pasteurização e no processo UHT. A vazão mássica de água necessária é de 124,63 kg/s e a temperatura que a água retorna é de 6,5 °C.

Os dados utilizados são de uma planta de leite longa vida localizada no Irã (SOUFIYAN et al., 2017). Esta planta foi escolhida por apresentar todas as informações de temperatura e vazão de utilidade fria necessárias para alcançar os objetivos dessa dissertação. Durante o levantamento bibliográfico realizado neste trabalho, não foram encontrados na literatura aberta outros artigos que apresentassem todos os dados requeridos, sendo então justificável a escolha desta planta.

4.2 SIMULAÇÕES

Uma vez definidas as condições operacionais e restrições impostas pelo estudo de caso, serão apresentados a seguir o simulador e pacote termodinâmico utilizado, além das demais considerações, hipóteses e restrições assumidas para realizar as simulações e, por fim, os parâmetros que serão utilizados na análise paramétrica do ciclo.

4.2.1 Simulador e pacote termodinâmico

A simulação de processos é construída por modelos matemáticos, baseados nas equações de leis da conservação e relações de propriedades físicas e de operações unitárias. Estes modelos geralmente envolvem três tipos de equações: equações que expressam as leis físicas da conservação (massa, energia e quantidade de movimento), equações que caracterizam o fenômeno, por exemplo, equilíbrio de fases, e as relações entre variáveis, como por exemplo, definição de entalpias em termos de temperatura, pressão e composição (OH; MOON, 1998). Desta forma, a simulação depende da resolução de equações mistas, sistemas integral, diferencial parcial e algébrico, que na maioria das vezes são não lineares. A complexidade aumenta quando a descrição matemática deve também representar uma descontinuidade intrínseca do meio físico, como por exemplo, alterações termodinâmicas (mudança de fases).

Atualmente, são encontrados no mercado vários tipos de programas para simular processos químicos, tanto em estado estacionário quanto em estado transiente. Os programas mais frequentemente usados e as companhias que os distribuem são: ASPEN HYSYS[®] e ASPEN PLUS[®] (Aspen Tech), CHEMCAD[®] (Chemstations), DESIGN II[®] (WinSim) e PROVISION[®] (Simulation Sciences) (PETERS et al., 2003), além de softwares livres como o COCO e o DWSIM, desenvolvido no Brasil. Para realizar a modelagem do sistema, o simulador escolhido foi o software Aspen Hysys[®] versão 8.6, devido ao seu extenso banco de dados e confiabilidade do simulador.

Para os simuladores comerciais é de suma importância que se escolha um pacote com equações adequado para seu tipo de simulação. A seleção do pacote termodinâmico mais adequado a um dado processo é dependente das seguintes condições: espécies químicas envolvidas (polar ou apolar); condições de temperatura e pressão em que estão sujeitas no processo; natureza de transformações que ocorrem (condensação, vaporização, dissolução, etc.) (SEADER; HENLEY, 2006).

As Equações de Estado Cúbicas (EDEC) apresentam um compromisso entre generalidade e simplicidade que é adequado a muitas aplicações. Também são, na realidade, as equações mais simples capazes de representar o comportamento tanto de líquidos quanto de gases. As três principais EDEC's são Redlich-Kwong, Soave-Redlich-Kwong e Peng-Robinson. Essas três equações funcionam como modelos gerando pacotes termodinâmicos disponíveis no Hysys para o cálculo de grandezas termodinâmicas e composição de fases em equilíbrio. A escolha depende das considerações específicas do sistema. Para o caso em estudo foi escolhida a equação de Peng-Robinson, a qual leva em consideração variações de 3 parâmetros, pressão e temperatura críticas e fator acêntrico. Essa equação se ajusta bem para sistemas a altas pressões e que envolvem mudanças de fase entre líquido e vapor (SANDLER, 2006).

4.2.2 Modelagem do sistema, hipóteses e restrições

O objetivo deste trabalho é realizar uma análise termodinâmica de um ciclo de refrigeração com injeção de vapor e tanque flash, buscando como resultado a melhoria do desempenho do ciclo, determinada pela maximização de seu COP. O ciclo será utilizado para refrigerar a utilidade fria, no caso a água, de uma indústria de produção de leite e derivados. Para alcançar este objetivo foi necessário realizar simulações deste processo, conforme fluxograma ilustrado na Figura 11.

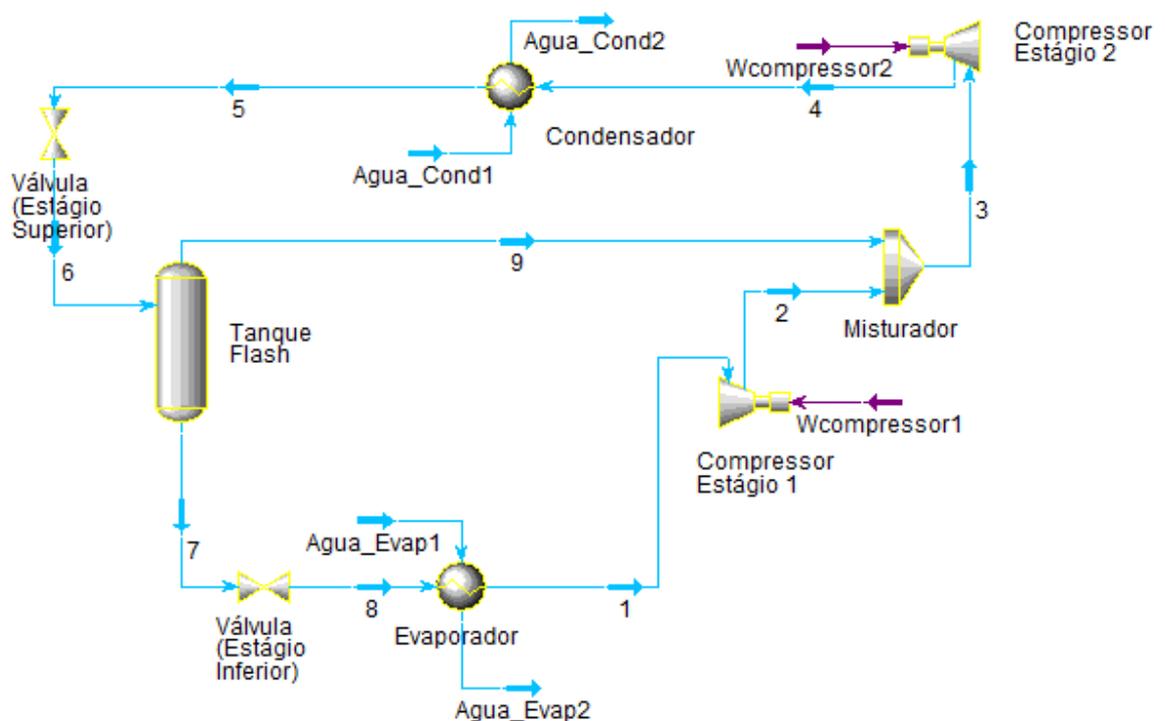
Para realizar as simulações, foram adotadas diversas hipóteses, listadas a seguir:

- a) operação em estado estacionário, sem flutuações nas variáveis de operação;
- b) perdas de carga desprezíveis nas linhas do processo, nos trocadores de calor e no tanque “flash”;
- c) todos os equipamentos são adiabáticos, ou seja, não há troca térmica com o ambiente;
- d) variações de energia cinética e potencial nos componentes do ciclo também consideradas desprezíveis;
- e) não há impurezas nos fluidos refrigerantes utilizados;
- f) as correntes na fase líquida (#7) e na fase vapor (#9) que saem do tanque “flash” estão em equilíbrio na mesma pressão e temperatura;
- g) os dois estágios dos compressores apresentam eficiência isentrópica de 75%, valor que está dentro da faixa sugerida por Campbell (1992);
- h) as válvulas de expansão são consideradas isentálpicas.

Foram assumidas também as seguintes condições de operação:

- a corrente que sai do condensador (corrente #5) é líquido saturado;
- a corrente de saída do evaporador (corrente #1) é vapor saturado;
- a água de refrigeração no condensador está disponível a 25 °C;
- a água que deve ser resfriada no evaporador entra a 6,5 °C e deve sair a 1 °C, com vazão mássica de 124,63 kg/s (equivalente a uma carga térmica de $2,468 \cdot 10^6$ kJ/h).

Figura 11 – Fluxograma do processo.



Fonte: Autora

Conforme citado anteriormente, os dados do fluido secundário a ser resfriado no evaporador e o fluido secundário utilizado no condensador foram retirados de Soufyan et al., 2017.

As restrições impostas ao sistema são:

- a pressão mínima que os fluidos atingem no ciclo, que é a pressão na saída do evaporador (corrente #1) deve ser maior que a pressão ambiente, assumida como 1atm ou 101,325 kPa, de forma a evitar a penetração de ar no sistema (SMITH et al., 2007);

- b) devido à mistura das correntes que saem do primeiro estágio do compressor (corrente #2) e a corrente de vapor que vem do tanque “flash” (corrente #9), dependendo da proporção dessas correntes e suas entalpias, pode ocorrer formação de líquido na corrente #3, o que danificaria o compressor. Dessa forma, os casos que resultaram em formação de líquido na corrente #3 foram descartados;
- c) quanto menor a diferença de temperatura entre fluidos em um trocador de calor, maior deve ser sua área. Assim, foi determinada uma diferença mínima de temperatura entre as correntes que trocam calor no evaporador e no condensador de 5 °C, sendo que os casos em que essa diferença foi menor também foram descartados.

De forma a realizar uma análise paramétrica do sistema, foram definidas as seguintes variáveis de entrada:

- a) composição da mistura binária de refrigerantes, em porcentagem mássica, da saída do condensador (corrente #5). Foi avaliada a faixa de 0 a 100% considerando o componente mais volátil da mistura, variando de 10 em 10%, para as duas misturas estudadas;
- b) razão de expansão (ER, do inglês “expansion ratio”) da válvula de expansão no estágio superior, definida pela Equação 2, a qual definirá a fração de vapor que será formada na corrente #6 e separada no tanque “flash”. Uma razão de expansão de 100% significa que a válvula está fechada, enquanto a razão igual a 0% significa que não houve queda de pressão alguma na válvula de expansão. Dessa forma, estudou-se a faixa de 10 a 90%, também em intervalos de 10%;

$$ER (\%) = \left(\frac{P_5 - P_6}{P_5} \right) \times 100 \quad (2)$$

- c) a carga térmica no evaporador foi calculada baseada na necessidade de refrigeração do fluido secundário, no caso a água.

Quanto à escolha das temperaturas a serem fixadas, foi utilizada uma das alternativas propostas por Mclinden e Radermacher (1987): no evaporador, foi a temperatura de entrada do fluido refrigerante (corrente #8), enquanto no condensador foi a temperatura de vapor saturado (que ocorre em um ponto intermediário do condensador).

Para cada resultado obtido das combinações das variáveis de entrada acima, foram analisadas as seguintes variáveis de saída:

- a) coeficiente de desempenho (COP): calculado pela Equação 3, determina a razão entre o calor trocado no evaporador e o trabalho utilizado no compressor. No caso em estudo, soma-se o trabalho dos dois estágios do compressor;

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{W_{comp1} + W_{comp2}} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_1(h_1 - h_8) \quad (4)$$

$$\dot{W}_{comp1} = \dot{m}_2(h_2 - h_1) \quad (5)$$

$$\dot{W}_{comp2} = \dot{m}_3(h_3 - h_4) \quad (6)$$

- b) curva de temperatura do refrigerante (RTG, do inglês “Refrigerant Temperature Glide”): corresponde à diferença de temperatura entre o vapor saturado e o líquido saturado, à pressão do trocador de calor. Valores altos de RTG levam a melhores COPs, quando comparados aos resultados de fluidos puros (D’ANGELO et al., 2016). Será calculada tanto para o evaporador quanto para o condensador e é dada pela Equação 7;

$$RTG = T_{vap_sat} - T_{liq_sat} \quad (7)$$

- c) diferença de temperatura (ΔT) entre a entrada e saída do evaporador e do condensador: equivale à diferença de temperatura entre a entrada e saída do trocador de calor em questão. É dada pela Equação 8;

$$\Delta T = T_{ent} - T_{sai} \quad (8)$$

- d) vazão mássica da corrente #5 (\dot{m}_5): a vazão de refrigerante é um parâmetro importante no dimensionamento dos trocadores de calor do ciclo. Foi escolhida a vazão mássica da corrente #5 por representar a vazão total de refrigerante que circula no sistema;
- e) temperatura da corrente #5 (T_5);
- f) razão de compressão (CR, do inglês “compression ratio”): determinado pela Equação 9, é um parâmetro importante na análise do limite operacional de um compressor. Será calculada para cada um dos estágios e também para os dois estágios em conjunto.

$$CR = \frac{P_{descarga}}{P_{sucção}} \quad (9)$$

- g) fração mássica do componente mais volátil na saída do tanque flash: será calculada tanto para a fase líquida (x_i), utilizando a Equação 10, quanto para a fase vapor (y_i), dada pela Equação 11;

$$x_i = \frac{\text{massa do componente } i \text{ na corrente líquida (\#7)}}{\text{massa total da corrente líquida (\#7)}} \quad (10)$$

$$y_i = \frac{\text{massa do componente } i \text{ na corrente vapor (\#9)}}{\text{massa total da corrente vapor (\#9)}} \quad (11)$$

- h) razão entre a saída de vapor e alimentação do tanque flash (V/F): calculada pela Equação 12, é um parâmetro altamente dependente da razão de expansão da válvula do estágio superior;

$$\frac{V}{F} = \frac{\text{vazão mássica da corrente \#9}}{\text{vazão mássica da corrente \#6}} \quad (12)$$

- i) fração de vapor na entrada do evaporador (corrente #8) em base mássica (VF , do inglês “vapor fraction”): será calculada pela Equação 13. É um parâmetro de grande influência na troca de calor do evaporador, uma vez que quanto maior a fração de vapor na entrada do trocador, menor será a troca de calor latente, demandando uma maior massa de refrigerante para a mesma capacidade de refrigeração.

$$VF = \frac{\text{massa de vapor na corrente \#8}}{\text{massa total da corrente \#8}} \quad (13)$$

Para as variáveis de saída COP e vazão mássica da corrente #5, serão analisados também os resultados obtidos para o ciclo de compressão de vapor (VCC), como forma de comparar se realmente houve melhoria no desempenho do ciclo.

4.3 ESCOLHA DOS REFRIGERANTES

Considerando a nova geração de refrigerantes, proposta por Calm (2008), foram escolhidas três misturas binárias zeotrópicas de refrigerantes, sendo duas misturas de hidrocarbonetos e uma mistura de hidrofluorcarbonetos. As misturas binárias escolhidas foram:

- a) mistura R290 (propano)/R600a (isobutano): mistura de hidrocarbonetos;
- b) mistura R290 (propano)/R600 (n-butano): mistura de hidrocarbonetos;
- c) mistura R32 (difluorometano)/R152a (1,1-difluoroetano): mistura de hidrofluorcarbonetos.

Algumas propriedades desses fluidos estão explicitadas na Tabela 4.

Tabela 4 - Propriedades dos refrigerantes estudados.

Grupo	Refrigerante	ODP	GWP	Massa molar (g/mol)	Temperatura Crítica (°C)	Temperatura de Ebulição (°C)	Classificação de Segurança (ASHRAE)
HFC	R32	0	650	52,02	78,1	-51,7	A2
	R152a	0	140	66,05	113,3	-24,0	A2
HC	R290	0	3	44,10	96,7	-42,1	A3
	R600a	0	3	58,12	134,7	-11,6	A3
	R600	0	3	58,12	152,0	-0,5	A3

Fonte: Autora “adaptado de” Mohanraj et al., 2009a

Como citado anteriormente, uma das variáveis de entrada da simulação é a composição da mistura de refrigerantes, que variou de 0 a 100% em massa, em intervalos de 10 em 10%, considerando sempre a composição do componente mais volátil do par estudado.

Vale ressaltar que a escolha dos refrigerantes foi feita baseada nos critérios ambientais (ODP e GWP) e também na análise da revisão bibliográfica, que mostrou que esses refrigerantes são substitutos adequados para uma série de refrigerantes halogenados em diversas aplicações, algumas vezes apresentando um desempenho melhor que os fluidos originais do sistema.

4.4 VALIDAÇÃO DAS SIMULAÇÕES

Durante a revisão bibliográfica realizada neste trabalho, não foi possível encontrar na literatura dados experimentais de um sistema de refrigeração com injeção de vapor e tanque “flash” utilizando os refrigerantes estudados. Dessa forma, foi necessário realizar a validação das simulações em duas etapas.

Primeiramente, avaliaram-se as propriedades dos componentes puros, comparando os resultados obtidos no software ASPEN HYSYS[®] com os do software REFPROP[®], versão 9.11. Vale ressaltar que o REFPROP[®] é o software mais amigável e aceito utilizado na previsão de propriedades termodinâmicas e termo físicas de refrigerantes (MOHANRAJ et al., 2011). Esse software conta com um vasto banco de dados e modelos específicos para as substâncias em seu acervo e por esse motivo é considerado uma referência confiável para estudos que envolvem cálculos termodinâmicos de sistemas de energia, sendo inclusive utilizado em outros trabalhos

para validação de propriedades termodinâmicas (SEONG et al., 2008; D'ANGELO et al., 2016).

Em seguida, foi analisada a previsão do simulador em relação às propriedades das misturas estudadas. Foram verificados os resultados do ASPEN HYSYS[®] com os dados experimentais de equilíbrio líquido-vapor existentes na literatura.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A seguir, será apresentada inicialmente a validação das simulações e, em seguida, a análise paramétrica realizada a partir dos resultados obtidos para as simulações com as condições explicitadas no Capítulo 4. A validação das simulações foi feita em duas etapas, sendo primeiramente considerados os fluidos puros e, logo após, as misturas. Já nos resultados, foram avaliadas as variáveis de saída descritas anteriormente em função da fração mássica de propano e R32 para as misturas de hidrocarbonetos e hidrofluorcarbonetos e também em função da razão de expansão, quando aplicável.

5.1 VALIDAÇÃO DAS SIMULAÇÕES

Para garantir que as simulações apresentem dados confiáveis, que possam representar adequadamente o comportamento dos sistemas estudados, foi necessário realizar sua validação. Como dito anteriormente, na revisão realizada durante este trabalho não foram encontrados na literatura aberta dados experimentais de um sistema FTVI com os refrigerantes estudados, então a validação foi feita pela comparação de dados termodinâmicos dos refrigerantes puros e de dados do equilíbrio líquido-vapor das misturas estudadas.

5.1.1 Dados das substâncias puras

Primeiramente, serão comparadas as propriedades críticas dos fluidos refrigerantes, assim como o fator acêntrico ω e a temperatura de ebulição, obtidas tanto pelo software ASPEN HYSYS[®] quanto pelo REFPROP[®], cujo resultado está na Tabela 5. Também serão comparadas as pressões de saturação a temperaturas de 243,15 K a 343,15 K, presentes na Tabela 6. O desvio será calculado de acordo com a Equação 14, na qual REF é o valor obtido para a propriedade pelo software REFPROP[®], enquanto HYS é o valor obtido pelo software ASPEN HYSYS[®].

$$\text{Desvio (\%)} = \left| \frac{\text{REF-HYS}}{\text{REF}} \right| \quad (14)$$

Tabela 5 - Propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes obtidas pelos softwares ASPEN HYSYS® e REFPROP®.

		Tc (K)	Pc (kPa)	Vc (m3/kg)	ω	Teb(K)
R32	REFPROP	351,26	5782	0,0024	0,2769	221,50
	HYSYS	351,60	5820	0,0023	0,2710	221,50
	Desvio (%)	0,10%	0,66%	3,24%	2,13%	0,00%
R152a	REFPROP	386,41	4517	0,0027	0,2752	249,13
	HYSYS	386,70	4500	0,0027	0,2560	248,20
	Desvio (%)	0,08%	0,37%	1,47%	6,98%	0,37%
R290	REFPROP	369,89	4251	0,0045	0,1521	231,04
	HYSYS	369,90	4257	0,0045	0,1520	231,05
	Desvio (%)	0,00%	0,13%	0,78%	0,20%	0,00%
R600a	REFPROP	407,81	3629	0,0044	0,1840	261,40
	HYSYS	408,10	3648	0,0045	0,1850	261,42
	Desvio (%)	0,07%	0,51%	2,84%	0,43%	0,01%
R600	REFPROP	425,13	3796	0,0044	0,2010	272,66
	HYSYS	425,20	3797	0,0044	0,2010	272,65
	Desvio (%)	0,02%	0,02%	0,03%	0,00%	0,00%

Fonte: Autora

Tabela 6 - Pressão de saturação (em MPa) dos fluidos refrigerantes em diversas temperaturas obtidas pelos softwares ASPEN HYSYS® e REFPROP®.

		Temperatura (K)						
		243,15	263,15	273,15	283,15	303,15	323,15	343,15
R32	REFPROP	0,2734	0,5826	0,8131	1,1069	1,9275	3,1412	4,8768
	HYSYS	0,2751	0,5877	0,8211	1,1189	1,9510	3,1779	4,9079
	Desvio (%)	0,60%	0,87%	0,99%	1,09%	1,22%	1,17%	0,64%
R152a	REFPROP	0,0772	0,1815	0,2640	0,3728	0,6898	1,1774	1,8864
	HYSYS	0,0809	0,1876	0,2714	0,3816	0,7016	1,1921	1,9034
	Desvio (%)	4,78%	3,36%	2,82%	2,37%	1,71%	1,25%	0,90%
R290	REFPROP	0,1678	0,3453	0,4745	0,6366	1,0790	1,7133	2,5868
	HYSYS	0,1678	0,3446	0,4735	0,6357	1,0800	1,7204	2,6037
	Desvio (%)	0,01%	0,21%	0,20%	0,14%	0,10%	0,41%	0,65%
R600a	REFPROP	0,0466	0,1085	0,1570	0,2206	0,4047	0,6849	1,0875
	HYSYS	0,0468	0,1080	0,1560	0,2190	0,4018	0,6813	1,0855
	Desvio (%)	0,37%	0,42%	0,63%	0,73%	0,73%	0,52%	0,18%
R600	REFPROP	0,0282	0,0696	0,1032	0,1485	0,2834	0,4958	0,8091
	HYSYS	0,0283	0,0694	0,1028	0,1477	0,2819	0,4938	0,8082
	Desvio (%)	0,46%	0,22%	0,40%	0,51%	0,54%	0,39%	0,11%

Fonte: Autora

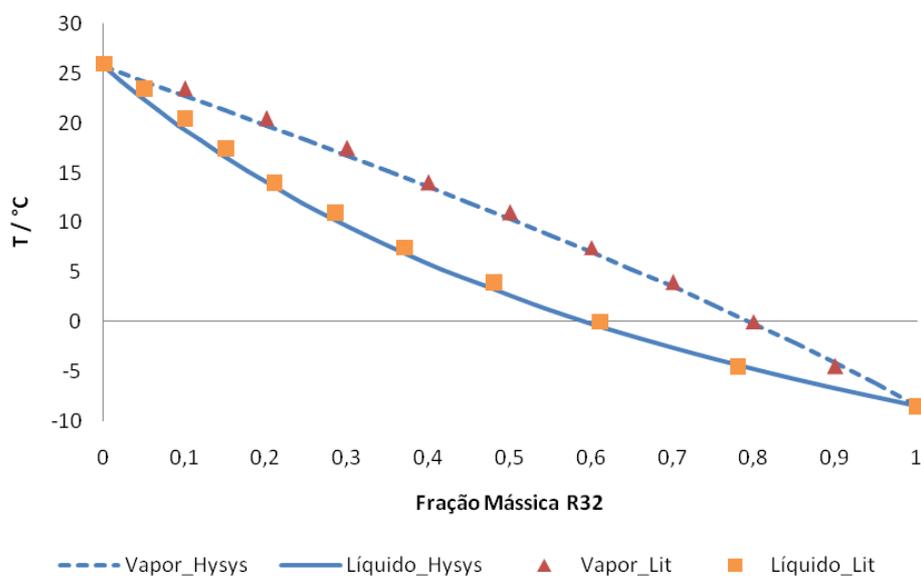
Pode-se observar que todos os dados comparados apresentaram resultados suficientemente próximos, sendo o maior desvio o fator acêntrico do R152a, equivalente a 6,98%. Esse parâmetro independe do pacote termodinâmico utilizado, uma vez que está na base de dados do software ASPEN HYSYS®. As demais propriedades apresentaram desvio inferior a 5%, sendo que os maiores desvios foram também do R152a, por ser a molécula mais polar das substâncias estudadas, ao passo que o R290 apresentou os melhores resultados. Isso já era esperado, uma vez que a equação de Peng-Robinson, além de modelar bem mudanças de fases líquido-vapor, se ajusta muito bem a hidrocarbonetos e fluidos apolares.

5.1.2 Dados das misturas

Para validação dos dados das misturas, foram comparados os resultados obtidos pelo simulador para o equilíbrio líquido-vapor com dados experimentais encontrados na literatura.

Para a mistura R32/R152a, os dados encontrados foram em um diagrama Txy (em fração mássica) a uma pressão de 620 kPa (LEE et al., 2012). Na Figura 12, é possível comparar os resultados do ASPEN HYSYS® com os valores obtidos da literatura, sendo a nomenclatura “líquido” para a curva do ponto de bolha, “vapor” para o ponto de orvalho, “Hysys” para os resultados do simulador e “Lit” para os dados retirados da literatura.

Figura 12 - Comparação de dados do equilíbrio líquido-vapor a $P = 620$ kPa para a mistura R32/R152a retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.



Fonte: Autora

Já na Tabela 7, esses valores encontram-se com seus respectivos desvios, também calculados utilizando-se a Equação 14.

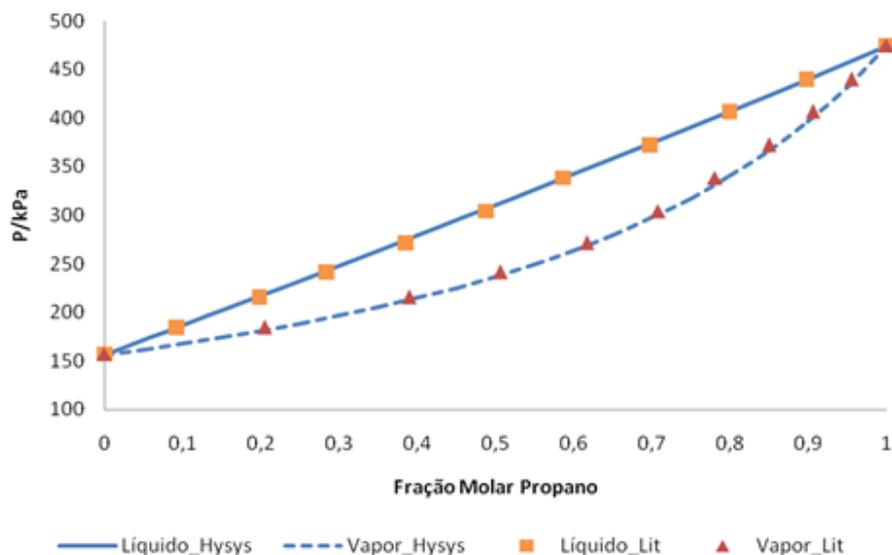
Tabela 7 – Desvio entre os dados do equilíbrio líquido-vapor a $P = 620$ kPa para a mistura R32/R152a retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.

Pressão (kPa)	y	x			Temperatura (°C)		
		Literatura	Hysys	Desvio	Literatura	Hysys	Desvio
620	0,00	0,00	0,00	-	26,00	25,70	0,10%
620	0,10	0,05	0,04	11,99%	23,50	22,74	0,26%
620	0,20	0,10	0,09	7,27%	20,50	19,75	0,26%
620	0,30	0,15	0,15	1,74%	17,50	16,70	0,28%
620	0,40	0,21	0,21	0,16%	14,00	13,57	0,15%
620	0,50	0,29	0,28	1,11%	11,00	10,35	0,23%
620	0,60	0,37	0,37	0,74%	7,50	7,01	0,18%
620	0,70	0,48	0,47	1,90%	4,00	3,50	0,18%
620	0,80	0,61	0,60	1,54%	0,00	-0,20	0,07%
620	0,90	0,78	0,77	1,35%	-4,50	-4,16	0,13%
620	1,00	1,00	1,00	-	-8,50	-8,45	0,02%

Fonte: Autora

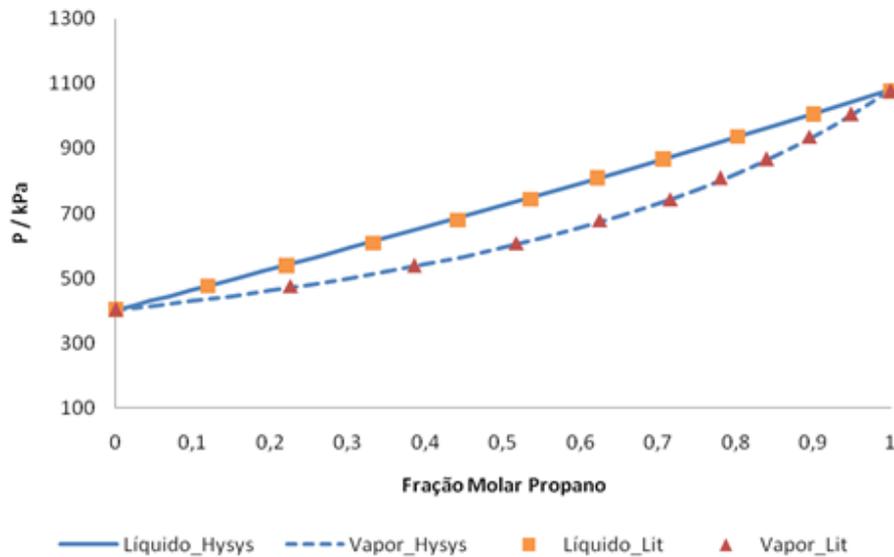
Já para a mistura R290/R600a, foram encontrados dados de diagramas Pxy em diversas temperaturas, entre 0 a 30 °C (LIM et al., 2004). Nas Figuras 13 e 14, encontram-se as comparações entre os resultados da literatura e do simulador para as temperaturas de 0° C e 30 °C, respectivamente.

Figura 13 - Comparação de dados do equilíbrio líquido-vapor a $T = 0$ °C para a mistura R290/R600a retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.



Fonte: Autora

Figura 14 - Comparação de dados do equilíbrio líquido-vapor a $T = 30\text{ °C}$ para a mistura R290/R600a retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.



Fonte: Autora

Os desvios calculados para a mistura R290/R600a, para as temperaturas de 0 e 30°C, encontram-se na Tabela 8 e 9, respectivamente.

Tabela 8 - Desvio entre os dados do equilíbrio líquido-vapor, a $T = 0\text{ °C}$, para a mistura R290/R600a retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.

Temperatura (°C)	y	x			Pressão (kPa)		
		Literatura	Hysys	Desvio	Literatura	Hysys	Desvio
0	0,00	0,00	0,00	-	157,20	155,98	0,78%
0	0,21	0,09	0,08	8,82%	184,90	181,46	1,86%
0	0,39	0,20	0,19	6,16%	215,60	212,64	1,37%
0	0,51	0,28	0,27	5,43%	241,60	238,17	1,42%
0	0,62	0,39	0,37	4,58%	272,00	268,86	1,15%
0	0,71	0,49	0,47	4,14%	304,60	300,37	1,39%
0	0,78	0,59	0,57	3,54%	338,60	331,25	2,17%
0	0,85	0,70	0,68	3,11%	372,90	366,52	1,71%
0	0,91	0,80	0,78	2,28%	407,00	400,75	1,54%
0	0,96	0,90	0,89	1,16%	440,30	435,91	1,00%
0	1,00	1,00	1,00	-	475,00	473,50	0,32%

Fonte: Autora

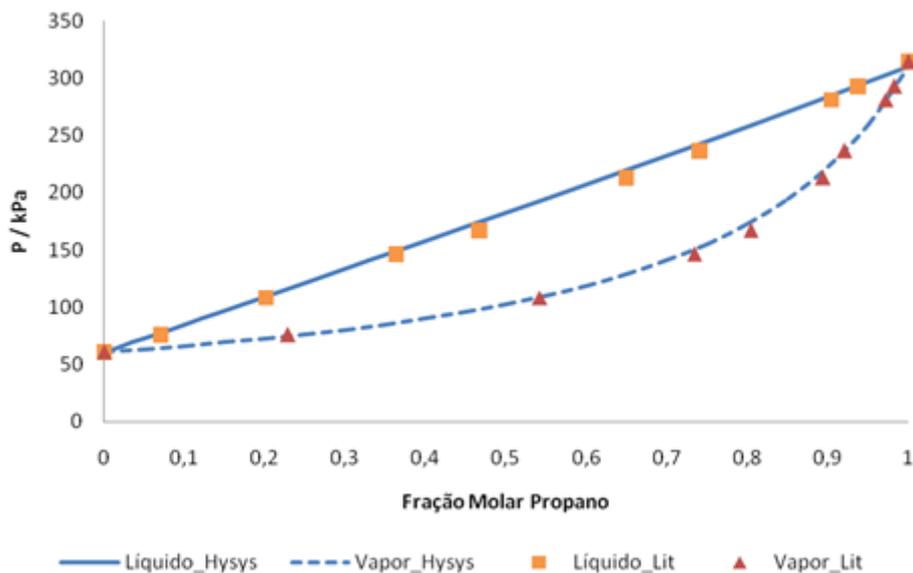
Tabela 9 - Desvio entre os dados do equilíbrio líquido-vapor, a $T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, para a mistura R290/R600a retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.

Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	y	x			Pressão (kPa)		
		Literatura	Hysys	Desvio	Literatura	Hysys	Desvio
30	0,00	0,00	0,00	-	405,20	401,75	0,85%
30	0,23	0,12	0,11	6,66%	477,00	471,15	1,23%
30	0,39	0,22	0,21	3,39%	540,70	535,59	0,95%
30	0,52	0,33	0,32	4,36%	608,60	603,38	0,86%
30	0,63	0,44	0,42	4,27%	680,20	672,18	1,18%
30	0,72	0,54	0,53	1,47%	744,90	742,56	0,31%
30	0,78	0,62	0,61	1,40%	809,80	800,72	1,12%
30	0,84	0,71	0,70	0,54%	868,20	863,23	0,57%
30	0,90	0,80	0,79	0,96%	937,20	928,60	0,92%
30	0,95	0,90	0,89	0,57%	1006,30	1001,66	0,46%
30	1,00	1,00	1,00	-	1078,40	1080,04	0,15%

Fonte: Autora

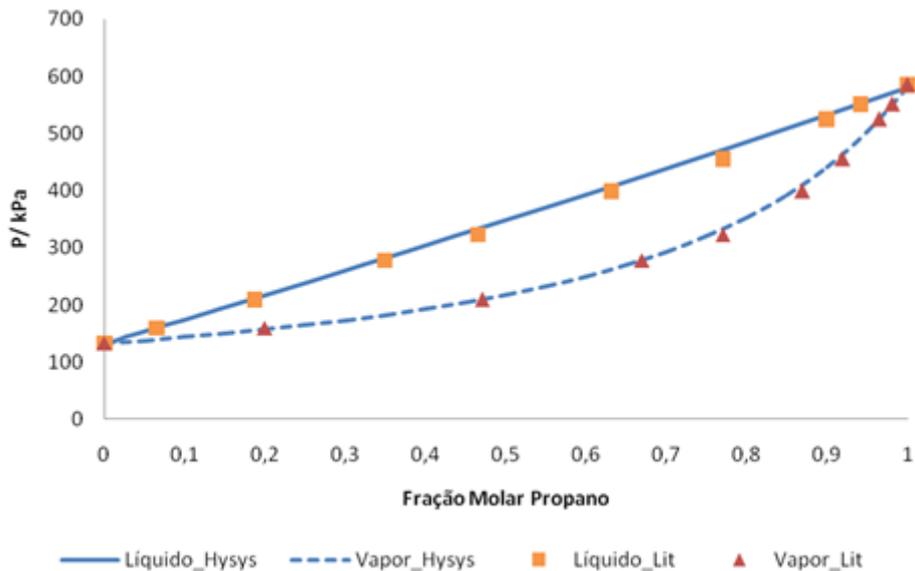
Para a mistura R290/R600, os dados encontrados para o equilíbrio líquido-vapor foram para temperaturas entre $-13,15\text{ }^{\circ}\text{C}$ até $6,85\text{ }^{\circ}\text{C}$ (CLARK; STEAD, 1988). Nas Figuras 15 e 16, encontra-se a comparação entre os resultados da literatura e os resultados obtidos pelo Hysys para as temperaturas de $-13,15\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $6,85\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Figura 15 – Comparação de dados do equilíbrio líquido-vapor a $T = -13,15\text{ }^{\circ}\text{C}$ para a mistura R290/R600 retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.



Fonte: Autora

Figura 16 – Comparação de dados do equilíbrio líquido-vapor a $T = 6,85\text{ °C}$ para a mistura R290/R600 retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.



Fonte: Autora

Os desvios calculados para a mistura R290/R600a, para as temperaturas de $-13,15$ e $6,85\text{ °C}$, encontram-se na Tabela 10 e 11, respectivamente.

Tabela 10 – Desvio entre os dados do equilíbrio líquido-vapor a $T = -13,15\text{ °C}$ para a mistura R290/R600 retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.

Temperatura (°C)	y	x			Pressão (kPa)		
		Literatura	Hysys	Desvio	Literatura	Hysys	Desvio
-13,15	0,00	0,00	0,00	-	61,10	60,89	0,34%
-13,15	0,23	0,07	0,06	17,04%	75,90	74,85	1,38%
-13,15	0,54	0,20	0,20	1,16%	108,60	108,83	0,21%
-13,15	0,73	0,36	0,37	1,68%	146,40	150,40	2,73%
-13,15	0,80	0,47	0,47	0,21%	167,10	174,50	4,43%
-13,15	0,89	0,65	0,65	0,42%	213,40	219,17	2,71%
-13,15	0,92	0,74	0,72	3,03%	236,80	237,17	0,15%
-13,15	0,97	0,90	0,88	2,12%	281,50	279,98	0,54%
-13,15	0,98	0,94	0,93	0,98%	292,90	291,14	0,60%
-13,15	1,00	1,00	1,00	-	314,50	310,08	1,40%

Fonte: Autora

Tabela 11 - Desvio entre os dados do equilíbrio líquido-vapor a $T = 6,85 \text{ }^\circ\text{C}$ para a mistura R290/R600 retirados da literatura e obtidos pelo software ASPEN HYSYS®.

Temperatura ($^\circ\text{C}$)	y	x			Pressão (kPa)		
		Literatura	Hysys	Desvio	Literatura	Hysys	Desvio
6,85	0,00	0,00	0,00	-	133,90	132,18	1,29%
6,85	0,20	0,07	0,06	9,59%	159,80	156,95	1,78%
6,85	0,47	0,19	0,18	2,20%	209,90	209,77	0,06%
6,85	0,67	0,35	0,34	2,29%	277,90	278,09	0,07%
6,85	0,77	0,47	0,46	0,10%	323,00	332,38	2,90%
6,85	0,87	0,63	0,64	-0,86%	399,40	409,48	2,52%
6,85	0,92	0,77	0,75	2,32%	455,70	462,59	1,51%
6,85	0,97	0,90	0,88	1,86%	525,30	523,77	0,29%
6,85	0,98	0,94	0,93	0,75%	552,00	548,54	0,63%
6,85	1,00	1,00	1,00	-	585,50	580,71	0,82%

Fonte: Autora

A partir das comparações acima, é possível verificar que a modelagem está representando adequadamente o comportamento das misturas estudadas, tanto de hidrocarbonetos quanto de hidrofluorcarbonetos. Os maiores erros correspondem às menores concentrações, uma vez que, apesar da diferença absoluta ser pequena, como a fração molar também é muito pequena, o desvio acaba sendo acentuado. Isso ocorreu sobretudo no caso da mistura HFC, na qual os dados da literatura estão apresentados de forma gráfica, levando a um erro de leitura associado. Entretanto, para os valores de pressão e temperatura, que são valores absolutos, observa-se que os erros são pequenos, mostrando que o simulador é adequado para os propósitos do trabalho.

Dessa forma, é possível concluir que o tanto o simulador ASPEN HYSYS® como o pacote termodinâmico de Peng-Robinson foram validados e são considerados confiáveis para realizar a análise paramétrica com as misturas R32/R152a, e R290/R600a e R290/R600 propostas nesta dissertação.

5.2 ANÁLISE PARAMÉTRICA

As simulações foram realizadas assumindo a temperatura de $-15 \text{ }^\circ\text{C}$ na entrada do evaporador (corrente #8) e vapor saturado a $50 \text{ }^\circ\text{C}$ no interior do condensador. Com essa configuração, não foi possível obter resultados viáveis para uma razão de expansão de 90%, sendo assim serão analisados os resultados obtidos para essa variável de 10 a 80%, variando de 10 em 10%. Para os parâmetros COP e vazão mássica de refrigerante na corrente #5, foram

analisados também os resultados de um ciclo de compressão de vapor clássico (VCC), como forma de comparação.

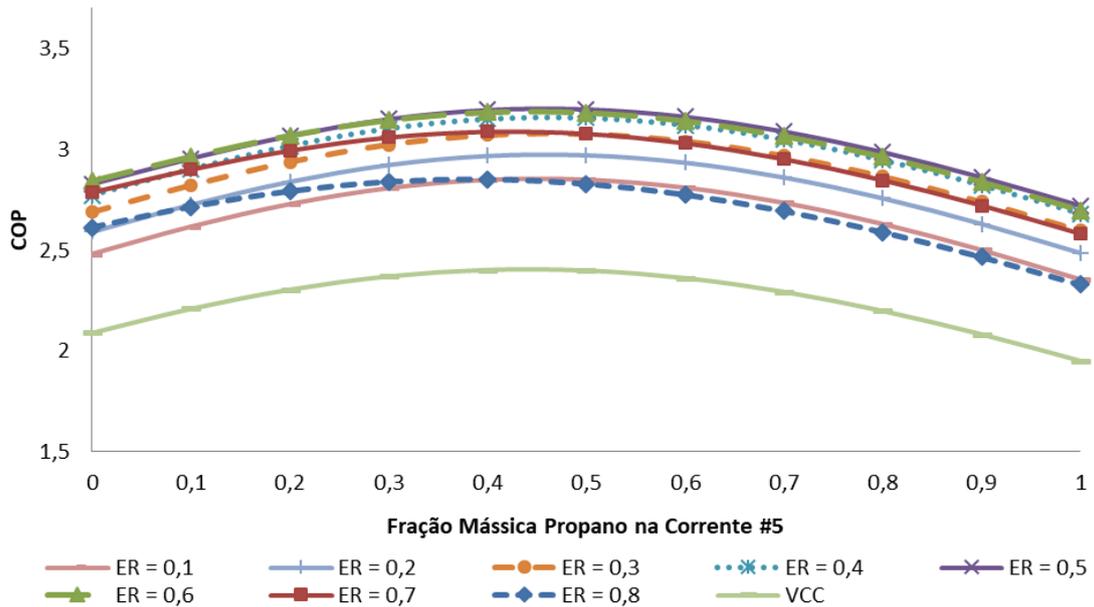
Quanto às restrições impostas ao sistema, todas as simulações atenderam a diferença mínima de 5 °C nos trocadores de calor. Por outro lado, os casos em que o refrigerante era isobutano puro (fração mássica de propano = 0), para todas as razões de expansão, a corrente de saída do evaporador (corrente #1) apresentou pressão inferior a 101,325 kPa. Isso significa que, para esses casos, poderia ocorrer penetração de ar no sistema, prejudicando o funcionamento do ciclo. Os resultados dessas simulações não foram descartados da análise paramétrica de forma a ilustrar o comportamento das variáveis de saída em função da concentração dos refrigerantes na mistura.

Para facilitar a discussão, a mistura R32/R152a foi abreviada como mistura HFC, enquanto as misturas R290/R600a e R290/R600 foram abreviadas como mistura HC-a e mistura HC-b, respectivamente.

Primeiramente, foi analisado o COP do sistema. Os resultados para as misturas de HC-a, HC-b e HFC estão explicitados nas Figuras 17, 18 e 19, respectivamente. Inicialmente, percebe-se que o COP do VCC é significativamente inferior ao do FTVI para todas as condições e misturas estudadas, provando que houve melhora no desempenho do ciclo com a injeção de vapor.

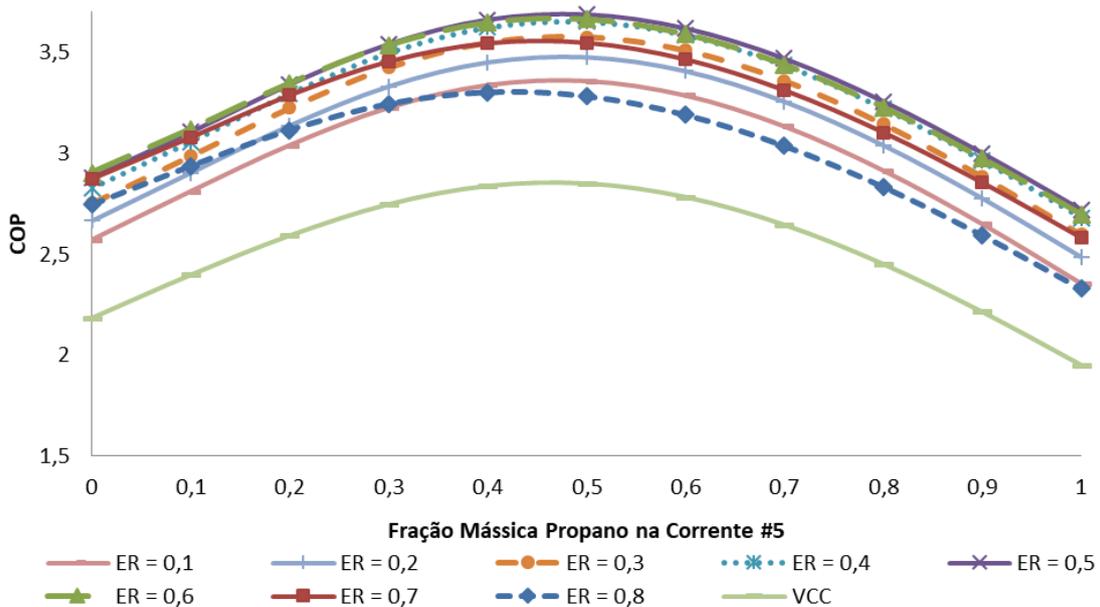
É possível observar que o comportamento do COP para as três misturas estudadas é semelhante, apresentando um formato parabólico em função da fração mássica de propano ou R32, atingindo um máximo por volta de uma concentração equimássica das misturas, para todas as razões de expansão. Esse comportamento já era esperado, de acordo com McLinden e Radermacher (1987), devido à escolha das temperaturas que foram fixadas na evaporação (entrada do evaporador) e condensação (temperatura de vapor saturado no interior do condensador). Além disso, nos três casos, os melhores valores de COP foram obtidos para as razões de expansão de 50 e 60%. Para as duas misturas de HCs, considerando a concentração de propano até 20%, a razão de expansão de 60% se mostra mais adequada, enquanto para concentrações de 30 a 100% de propano, a razão de expansão de 50% levou a maiores valores de COP. Já para a mistura HFC, até uma concentração de R32 de 60%, a razão de expansão de 50% apresentou melhores resultados, enquanto a razão de expansão de 60% foi melhor para a concentração de R32 entre 70 a 100%.

Figura 17 - COP para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



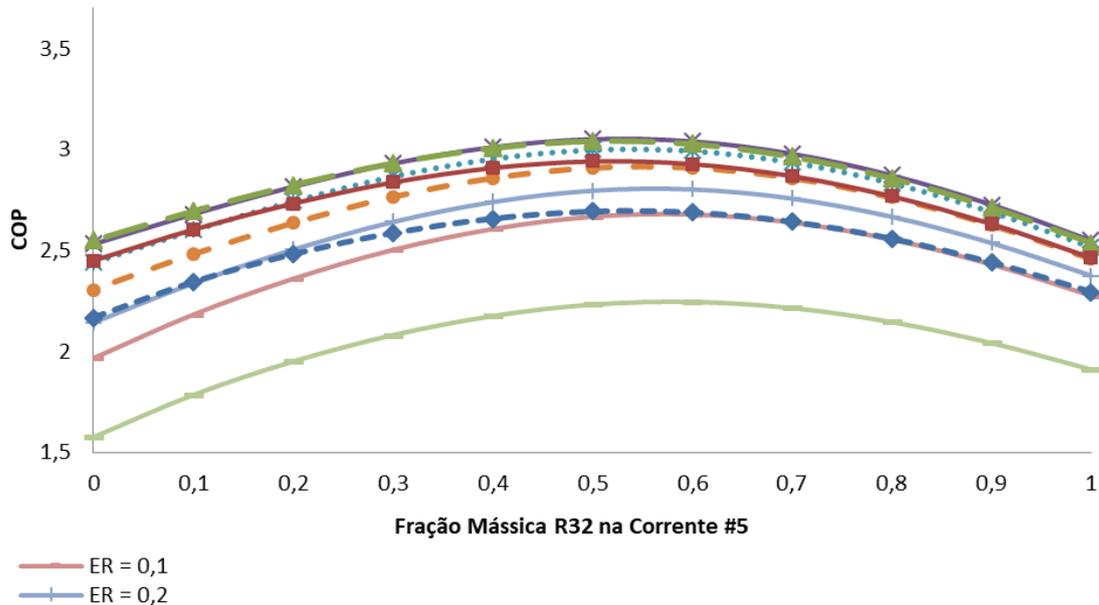
Fonte: Autora

Figura 18 - COP para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



Fonte: Autora

Figura 19 - COP para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



Por fim, nota-se que, para praticamente todas as condições estudadas, os melhores resultados de COP foram da mistura HC-b, exceto para a concentração de 100% de propano, quando a mistura HC-a foi melhor para algumas razões de expansão. Além disso, para todas as razões de expansão, os valores de COP das misturas HC foram maiores que os da mistura HFC. Isso indica que, para esse sistema e nas condições estudadas, as misturas HC, em especial a mistura HC-b, apresentam uma melhor eficiência energética, porém é importante analisar outros aspectos do ciclo antes de definir qual é a mistura que otimiza o sistema.

Na literatura, foram encontrados dois trabalhos que também realizaram análises paramétricas utilizando misturas de hidrocarbonetos, sendo eles d'Angelo et al. (2016), que estudou uma mistura propano/isobutano, e Carvalho (2017), cuja mistura estudada foi de etano/propano. Ambos os trabalhos obtiveram resultados semelhantes para o COP, que apresentou um valor máximo em torno de 40% de fração mássica do fluido menos volátil. Além disso, Carvalho (2017) obteve os maiores valores de COP para razões de expansão intermediárias (entre 40 e 60%).

De forma a avaliar a alteração de temperatura das misturas que ocorre nos trocadores de calor devido à mudança de fase, serão analisadas duas variáveis, avaliadas tanto no evaporador quanto no condensador. A primeira, que corresponde à diferença de temperatura da mudança

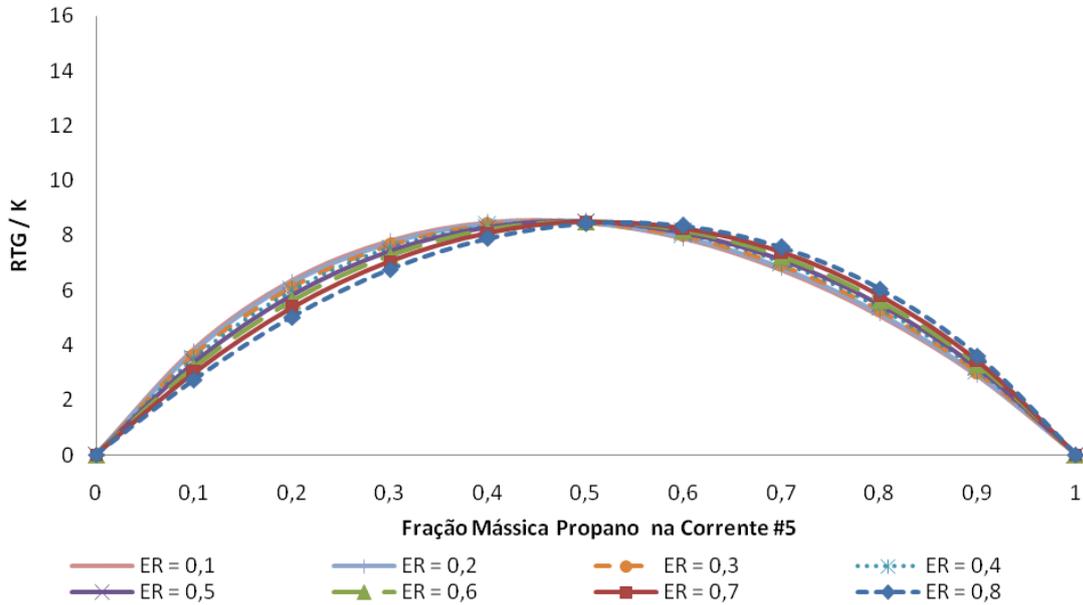
de fase (ou seja, a diferença entre a temperatura de líquido saturado e vapor saturado), é chamada RTG (“Refrigerant Temperature Glide”). Já a segunda variável analisada é a diferença de temperatura que ocorre no equipamento (ΔT dos trocadores). No caso do evaporador, a entrada consiste numa mistura líquido vapor, ou seja, o ΔT do equipamento é menor que o RTG. Já no caso do condensador, a entrada é de vapor superaquecido, sendo que a temperatura de vapor saturado ocorre no interior do equipamento, o que faz com que seu ΔT seja maior que o RTG.

Na Figura 20, encontram-se os resultados do RTG do evaporador para a mistura HC-a, enquanto os da mistura HC-b e HFC estão ilustrados nas Figuras 21 e 22, respectivamente.

Observando as Figuras 20, 21 e 22, é possível observar que o comportamento do RTG no evaporador é semelhante para as três misturas, começando em zero para o fluido menos volátil puro, cresce até atingir o ponto máximo na concentração equimássica, a partir do ponto em que diminui até ser zero novamente para o fluido mais volátil puro. Esse comportamento é esperado, uma vez que as misturas são zeotrópicas, não apresentando mudança de fase isotérmica. Quanto à influência da razão de expansão, quanto menor a razão de expansão, maior o RTG até a concentração equimássica, quando o comportamento se inverte, ou seja, quanto maior a razão de expansão, maior o RTG no evaporador. Isso ocorre porque até a concentração equimássica, a mistura é mais rica no componente menos volátil (R600a/R600 para as misturas HC e R152a para a mistura HFC) e quanto maior a razão de expansão (e, conseqüentemente, maior remoção de vapor no tanque flash), maior é a concentração de R600a, R600 ou R152a na mistura que passa no evaporador, o que faz com que a mistura se aproxime mais de uma substância pura e que processo de mudança de fase seja mais próximo do isotérmico. Já para a fração de R290 ou R32 acima de 50%, a mistura se torna mais rica no componente mais volátil, invertendo o seu comportamento. Os resultados obtidos são similares aos de d’Angelo et al. (2016) e Carvalho (2017), que também apresentam o mesmo comportamento tanto em relação à composição da mistura quanto à razão de expansão.

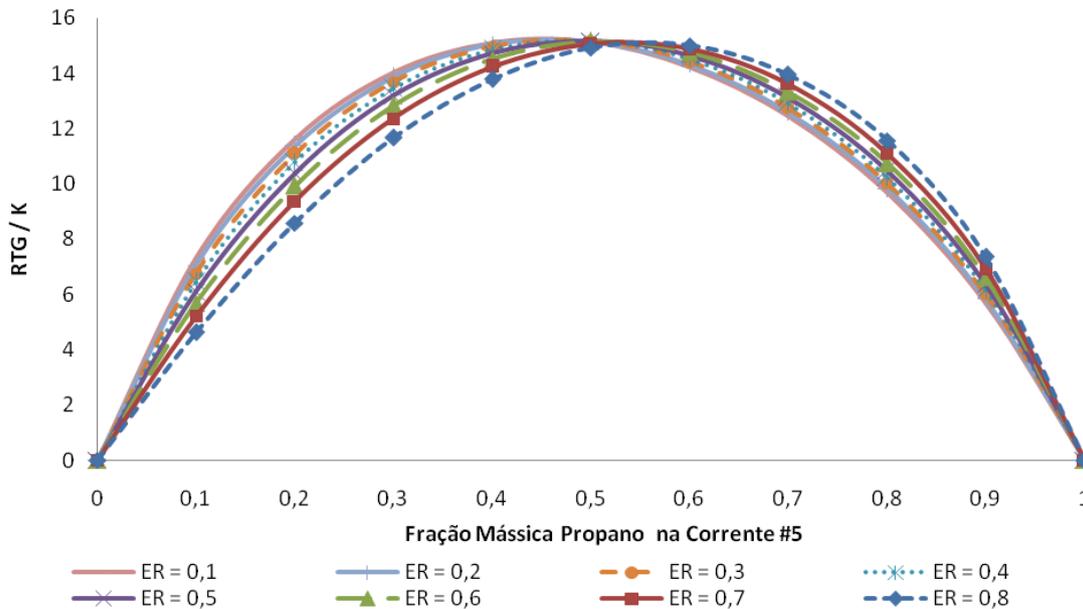
Por fim, observa-se também que o RTG da mistura HC-b é maior que o das outras duas misturas. Isso pode ser um fator que levou ao maior COP desta mistura, uma vez que, de acordo com d’Angelo et al. (2016), quanto maior o RTG, melhor o processo de troca térmica nos trocadores de calor (pois maior é o potencial de transferência de calor, devido à maior diferença de temperatura).

Figura 20 – RTG do evaporador para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



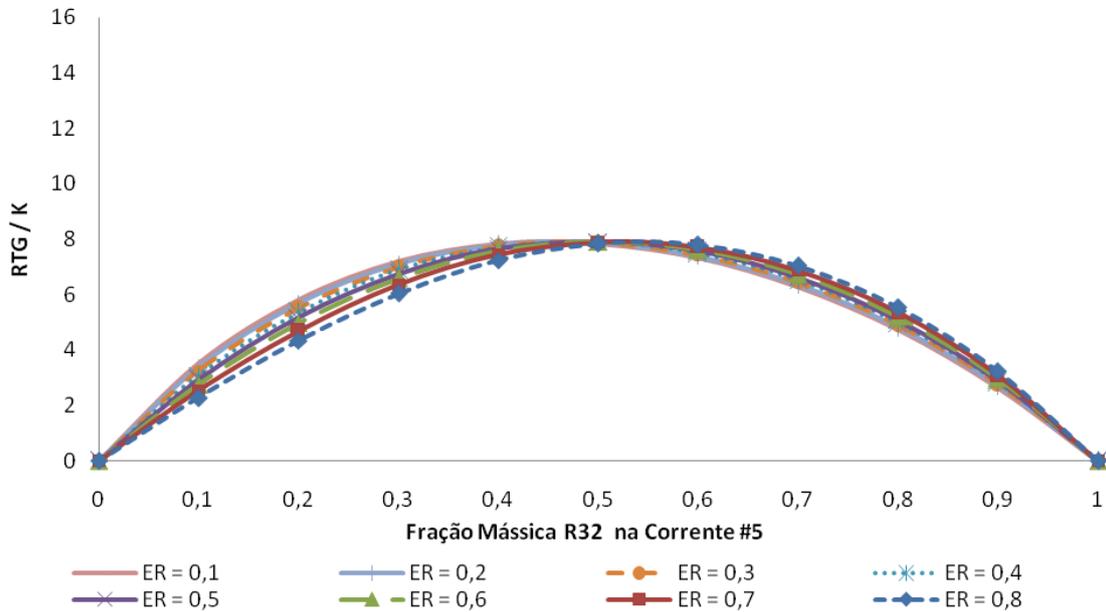
Fonte: Autora

Figura 21 - RTG do evaporador para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



Fonte: Autora

Figura 22 - RTG do evaporador para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



Fonte: Autora

Quanto ao ΔT do evaporador, os resultados para as misturas HC-a, HC-b e HFC estão nas Figuras 23, 24 e 25, respectivamente.

Para a diferença de temperatura efetivamente observada entre a entrada e saída do evaporador, novamente o comportamento das três misturas é bem semelhante: quanto maior a razão de expansão, maior a diferença de temperatura. Uma possível explicação é o fato de que para maiores razões de expansão, mais vapor é separado no tanque flash, assim a fração de vapor da corrente de entrada do evaporador também é menor, levando a um maior gradiente de temperatura durante a mudança de fase até atingir o estado de vapor saturado.

Além disso, a mistura HC-b também apresentou valores de ΔT maiores que os das outras duas misturas.

Figura 23 - ΔT do evaporador para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).

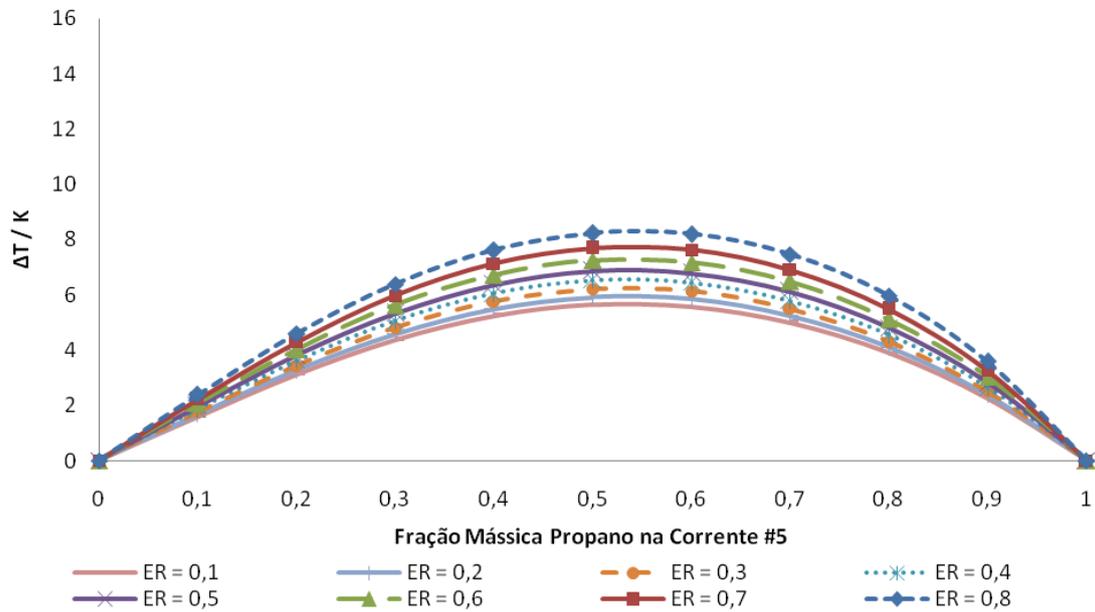


Figura 24 - ΔT do evaporador para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).

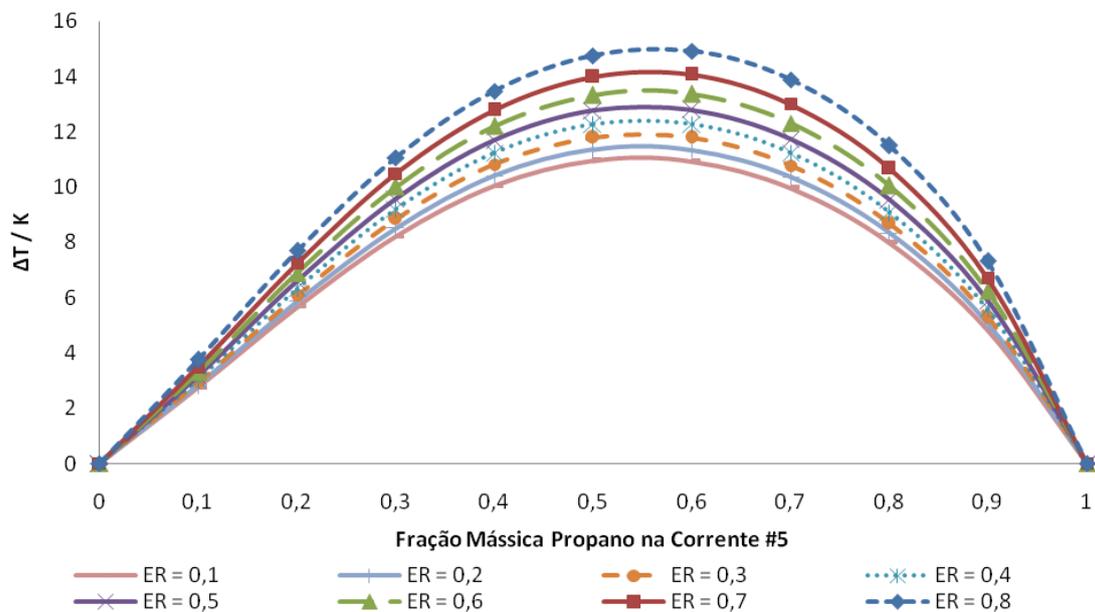
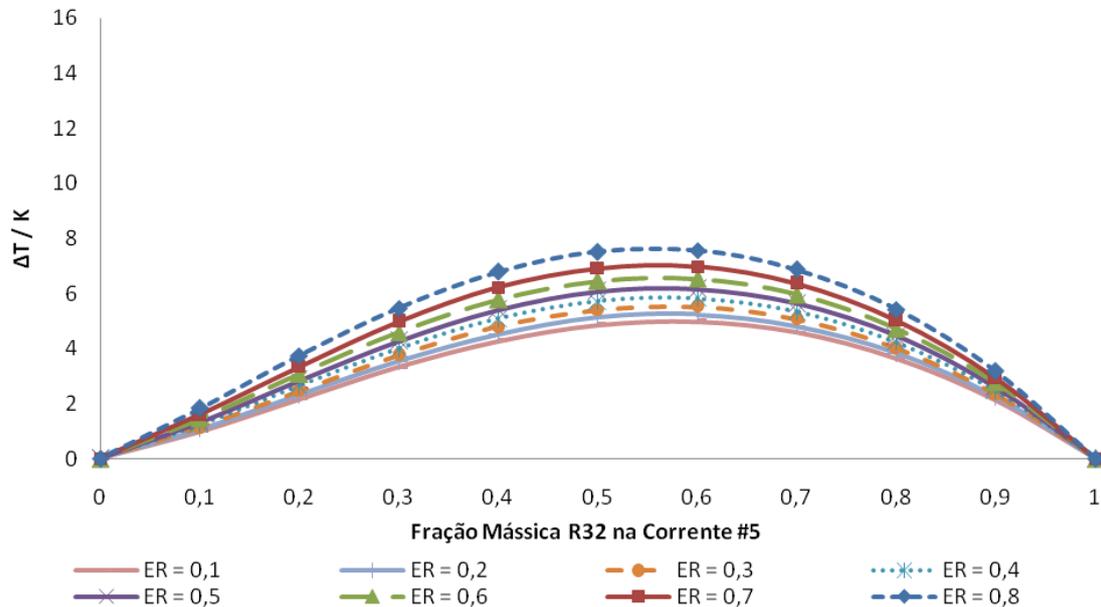


Figura 25 - ΔT do evaporador para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).

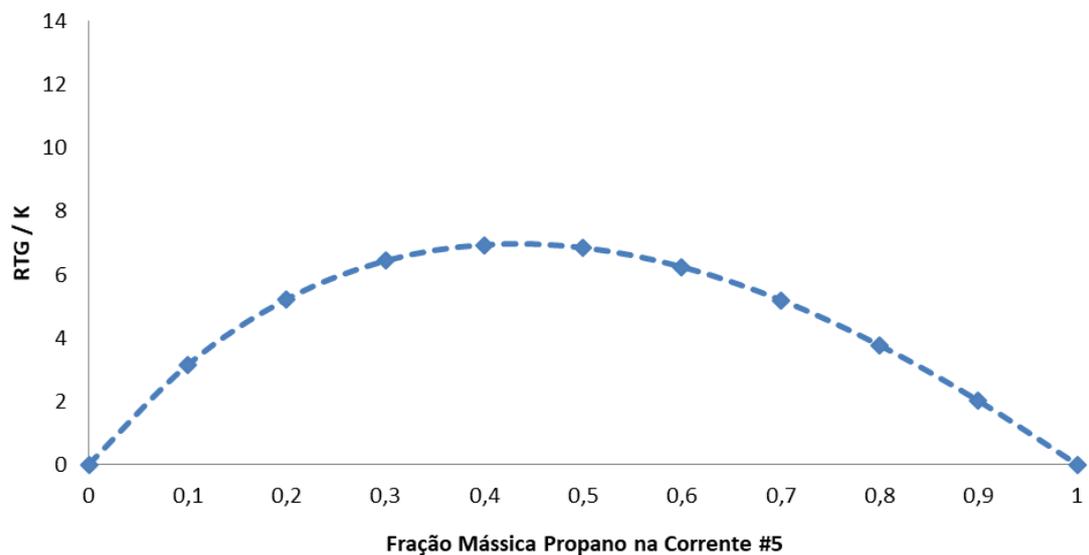


Fonte: Autora

A seguir serão apresentados, para as misturas HC-a, HC-b e HFC, os resultados referentes ao RTG (Figuras 26, 27 e 28, respectivamente) e ΔT (Figuras 29, 30 e 31, respectivamente) do condensador. Como a composição da mistura que passa pelo condensador não depende da separação de vapor no tanque flash, ela independe da razão de expansão. Assim, para uma temperatura determinada de vapor saturado no condensador, o RTG depende apenas da composição da mistura na corrente #5.

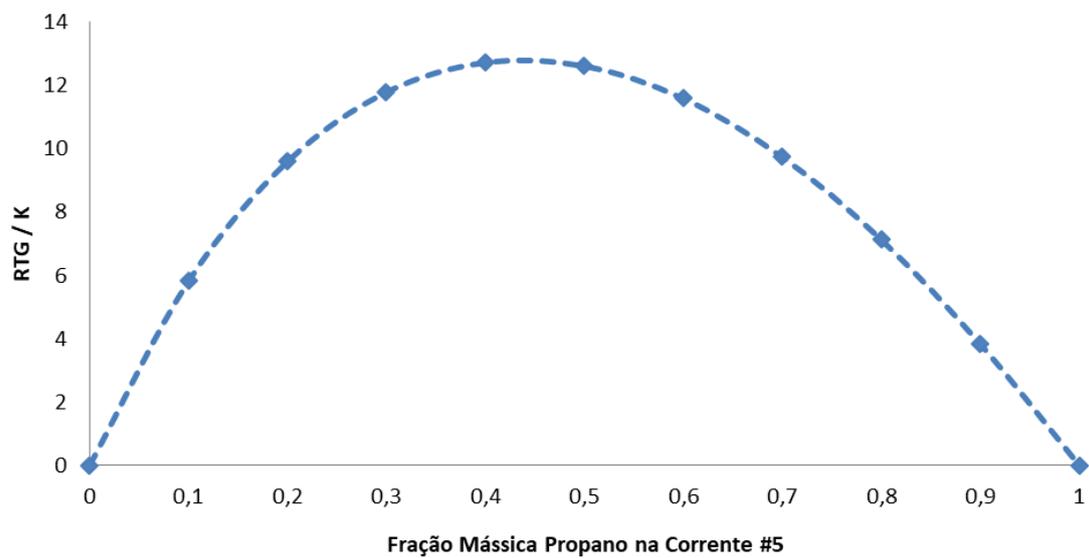
Foi possível observar que, diferente do evaporador, no qual o máximo RTG ocorreu na fração equimássica, no condensador a maior RTG ocorreu para a concentração de 40% do refrigerante mais volátil. Novamente o comportamento das três misturas foi semelhante, sendo que os valores obtidos foram muito próximos para todas as concentrações, exceto para a mistura HC-b, que novamente apresentou os valores mais altos de RTG.

Figura 26 - RTG do condensador para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5.



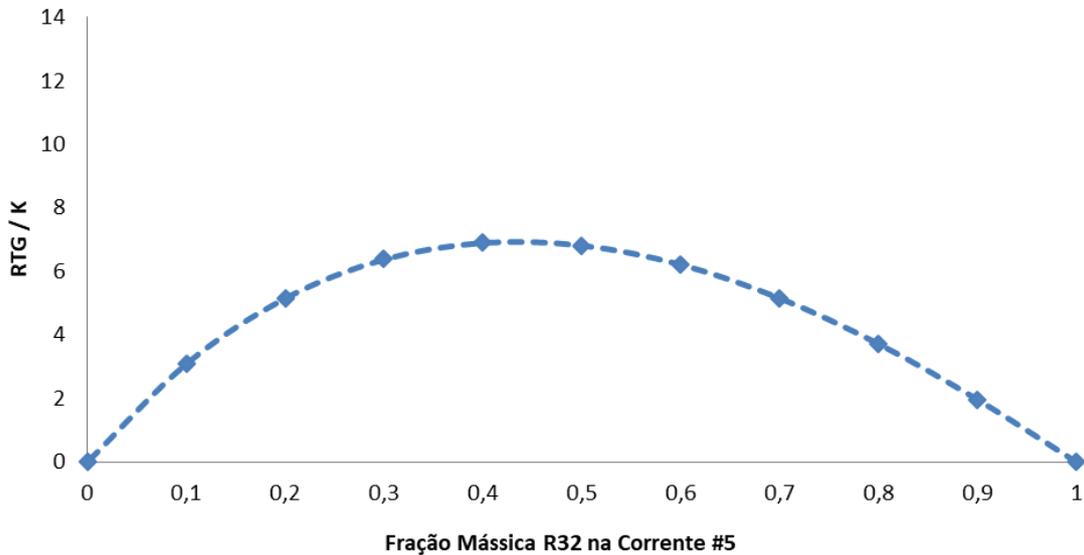
Fonte: Autora

Figura 27 - RTG do condensador para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5.



Fonte: Autora

Figura 28 - RTG do condensador para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5.



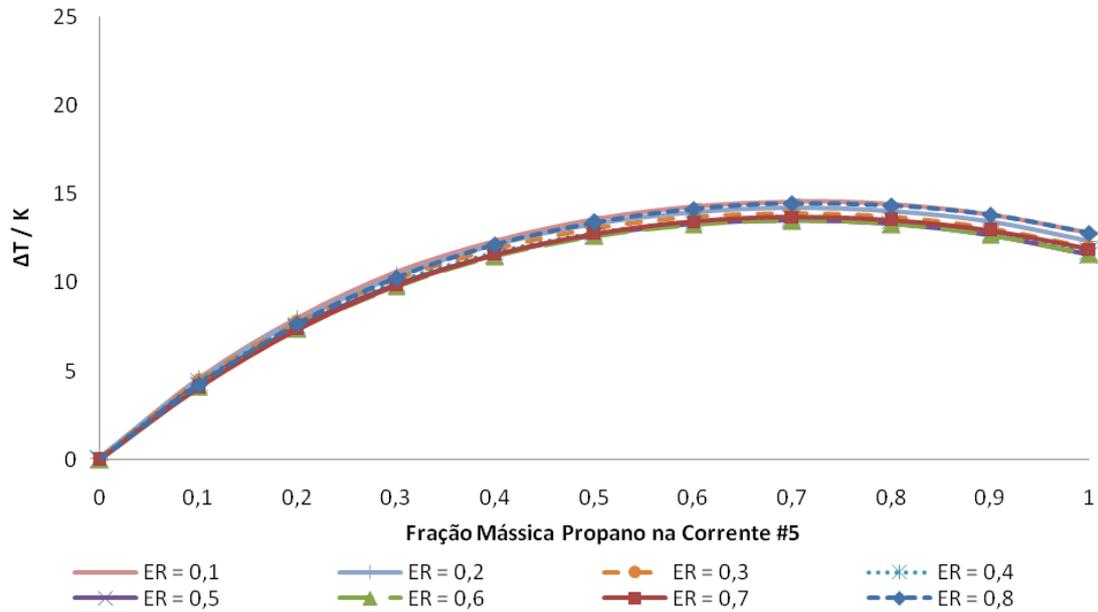
Fonte: Autora

Por outro lado, quando observadas as diferenças de temperatura entre a entrada e saída do condensador, nota-se um comportamento muito diferente entre as três misturas. A mistura HC-a apresentou um ΔT máximo de aproximadamente 15 °C para a fração mássica de 70% de propano, enquanto a mistura HC-b alcançou um valor máximo de aproximadamente 20 °C para 60% em massa de propano. Já a mistura de HFC atingiu um ΔT máximo de 70 °C para o R32 puro.

A queda de temperatura sofrida pelo refrigerante no condensador depende do superaquecimento decorrente da compressão, sendo que existem restrições operacionais do compressor que acabam limitando este superaquecimento. Para o caso da mistura HFC, observa-se que a partir da concentração de 40% de R32, o ΔT no condensador aumenta rapidamente, evidenciando que, para essas concentrações, as condições operacionais estipuladas não são as mais adequadas.

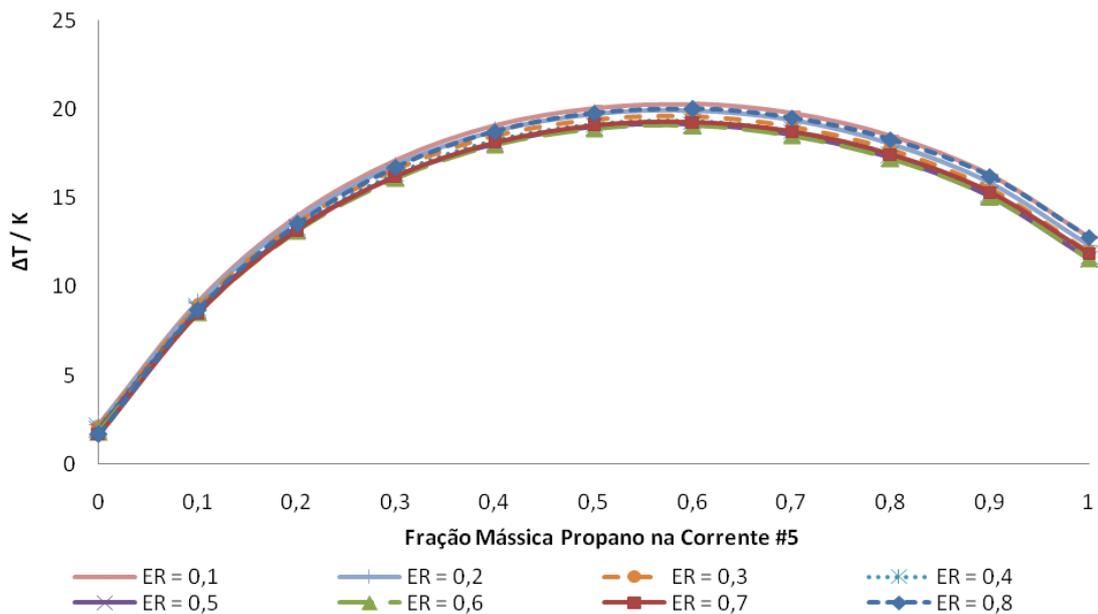
Quanto à influência da razão de expansão no ΔT do condensador, nota-se que, para as três misturas estudadas, as razões mais extremas (de 10% e 80%) levam a maiores gradientes de temperatura, enquanto as razões de expansão intermediárias (entre 40 e 60%) correspondem aos menores gradientes.

Figura 29 - ΔT do condensador para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



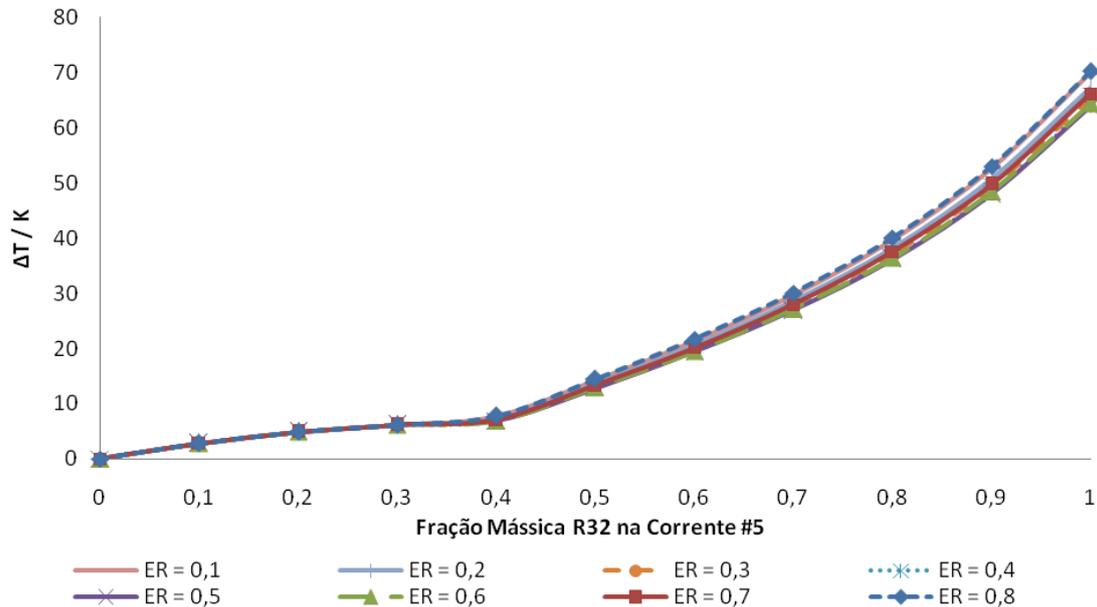
Fonte: Autora

Figura 30 - ΔT do condensador para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



Fonte: Autora

Figura 31 - ΔT do condensador para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).

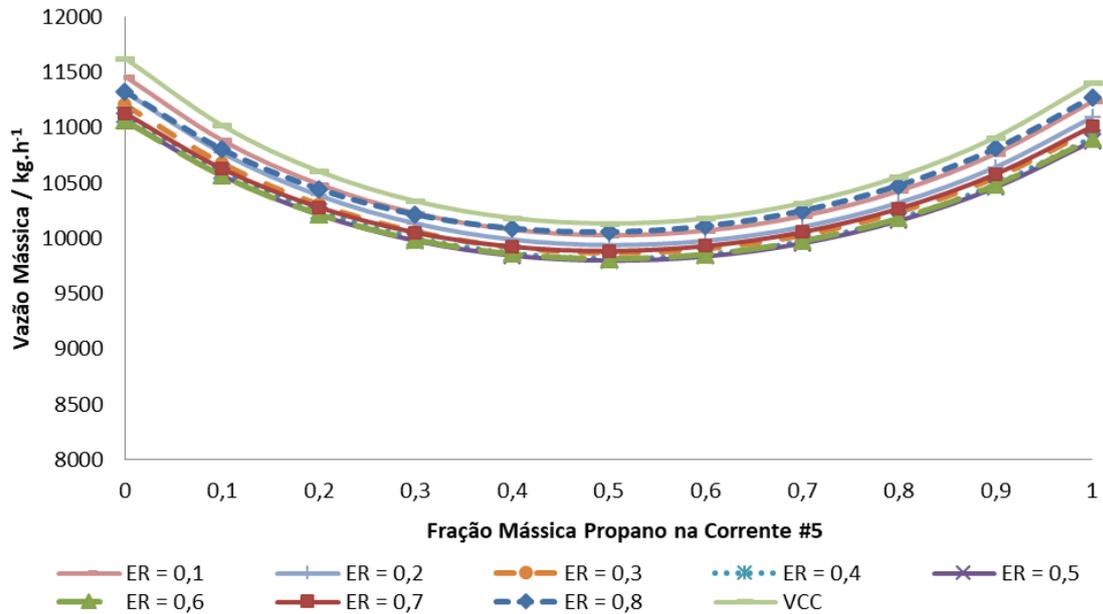


Fonte: Autora

A vazão mássica de refrigerante no sistema é um parâmetro importante na definição dos custos fixos do sistema, uma vez que influencia diretamente no dimensionamento dos equipamentos do ciclo. A vazão mássica de refrigerante foi ajustada pelo simulador para atender à carga térmica fixada no evaporador de acordo com a demanda de refrigeração da água fria, considerando também as outras variáveis de entrada da simulação. Dessa forma, os resultados obtidos para a vazão mássica na corrente #5 para as misturas HC-a, HC-b e HFC encontram-se nas Figuras 32, 33 e 34, respectivamente. Encontram-se também os resultados obtidos na simulação do VCC, que apresentou vazão mássica superior à do FTVI para todas as condições e misturas analisadas.

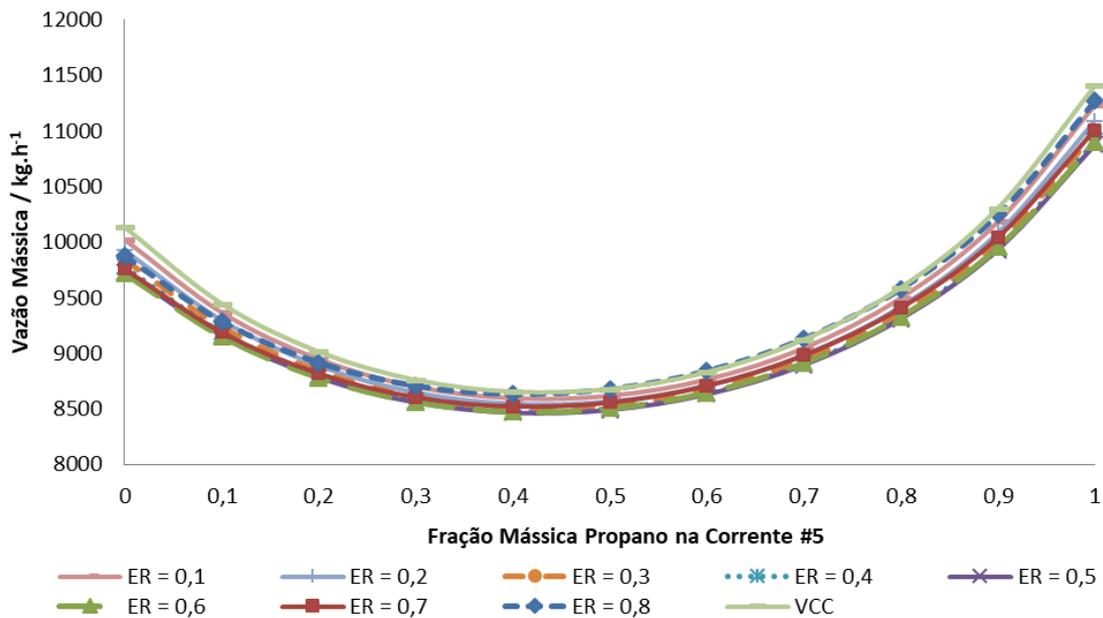
Analisando os resultados da mistura HC-a, é possível notar que a vazão mássica de refrigerante atinge um valor mínimo na concentração equimássica da mistura, sendo menor para as razões de expansão entre 40% e 60%. Como vazões menores de refrigerante contribuem para reduzir o tamanho dos equipamentos do ciclo, as condições que proporcionam a vazão mínima de refrigerante são preferíveis e no caso dessa mistura, também correspondem às condições ótimas de COP.

Figura 32 - Vazão mássica da corrente #5 para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



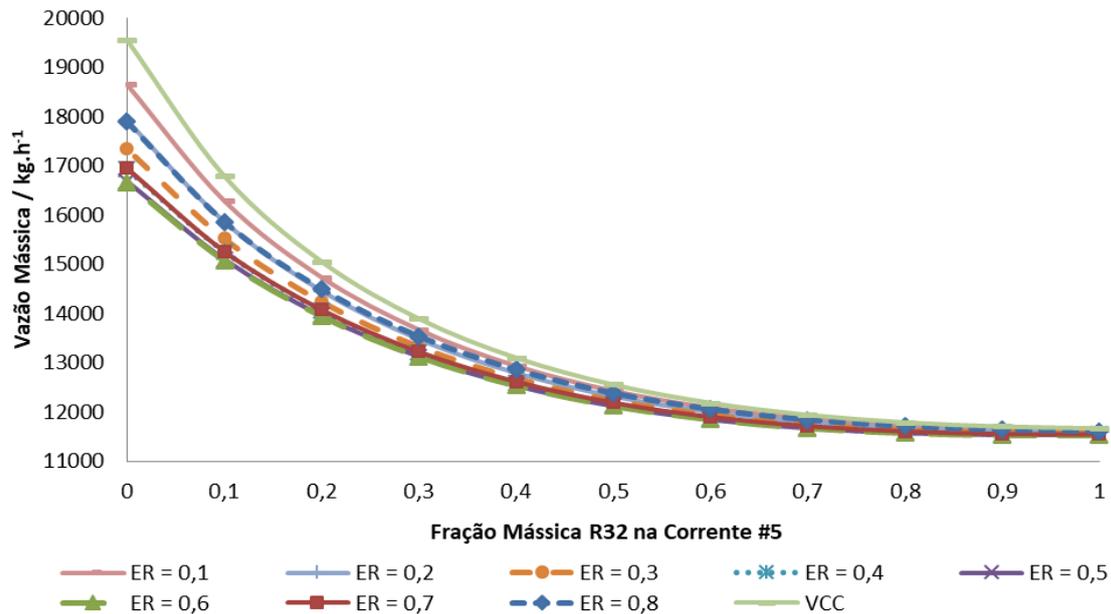
Fonte: Autora

Figura 33 - Vazão mássica da corrente #5 para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



Fonte: Autora

Figura 34 - Vazão mássica da corrente #5 para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



Fonte: Autora

Os resultados da mistura HC-b mostram que o valor mínimo para vazão mássica de refrigerante ocorre para uma concentração de 40% em massa de propano, sendo menor também para as razões de expansão entre 40% e 60%. Ou seja, para a mistura HC-b, as condições que proporcionam a vazão mínima de refrigerante também correspondem às condições que levam a melhores valores de COP.

Já a mistura HFC mostrou um comportamento bastante diferente, apresentando vazão máxima para o R152a puro e vazão mínima para o R32 puro. A vazão das misturas com até 50% de R32 tiveram grande influência tanto da razão de expansão quanto da concentração da mistura, enquanto as misturas com concentração de R32 acima de 50% sofreram variações muito menores.

Por fim, é possível verificar que a vazão de refrigerante da mistura HC-b foi inferior às das outras misturas em todos os casos, exceto para a concentração de 100% de propano, quando a mistura HC-a apresentou valores menores. Esses resultados estão de acordo aos resultados obtidos para o COP, favorecendo a escolha da mistura de propano/n-butano.

Comparando com a literatura, é possível verificar que os resultados de d'Angelo et al. (2016) foram bastante semelhantes aos obtidos para a mistura HC-a, exceto pelos valores absolutos, já que a carga térmica em questão foi de 1 kW. Já Carvalho (2017) obteve um

comportamento diferente de todas as misturas analisadas, mostrando que a vazão de refrigerante depende fortemente da mistura escolhida.

As Figuras 35, 36 e 37 ilustram como a temperatura da corrente #5 varia em função da concentração do componente mais volátil da mistura nessa corrente. Conforme citado anteriormente, a concentração da corrente #5 é fixada e independe da razão de expansão, bem como a temperatura de saturação que ocorre dentro do condensador. Dessa forma, a temperatura da corrente de saída do condensador também independe da razão de expansão.

É possível observar que as três misturas apresentam comportamento semelhante para essa variável, atingindo um ponto de mínimo para a fração mássica de 40% de propano ou R32, que corresponde também à composição das misturas com maior COP. Além disso, a mistura HC-b alcançou os menores valores de temperatura para a corrente #5. Isso ocorre porque menores temperaturas na corrente #5 levam a menores temperaturas na corrente #8, contribuindo para o um melhor COP. Por outro lado, para que haja uma troca térmica eficiente no condensador, menores temperaturas na corrente #5 exigem que as utilidades frias também possuam menores temperaturas, o que pode levar a um aumento dos custos operacionais. No caso em questão a água de refrigeração do condensador está disponível a 25 °C e a temperatura mínima atingida foi de aproximadamente 37 °C, não representando assim uma restrição à operação do sistema nessas condições.

Figura 35 - Temperatura da corrente #5 para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5.

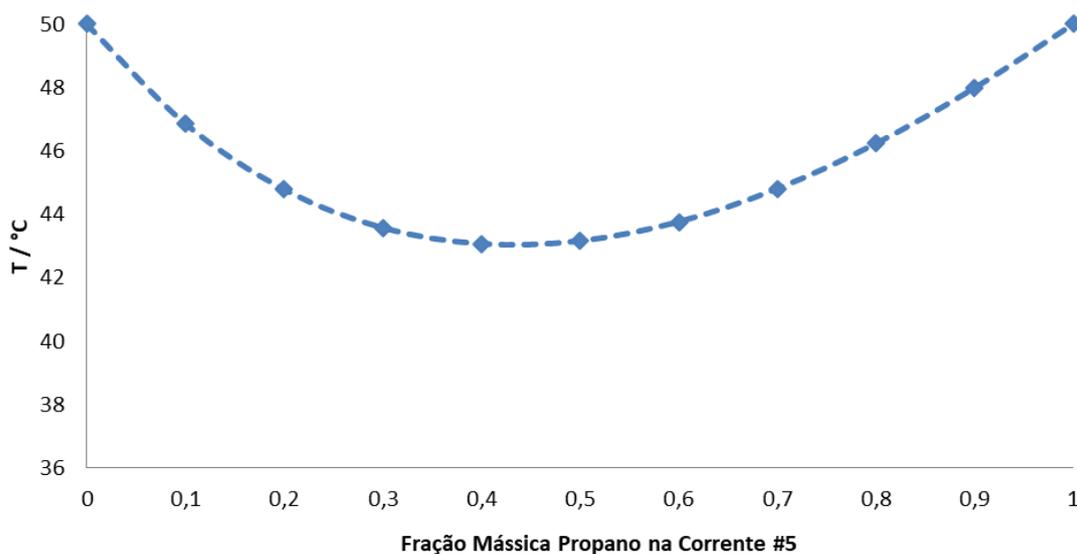
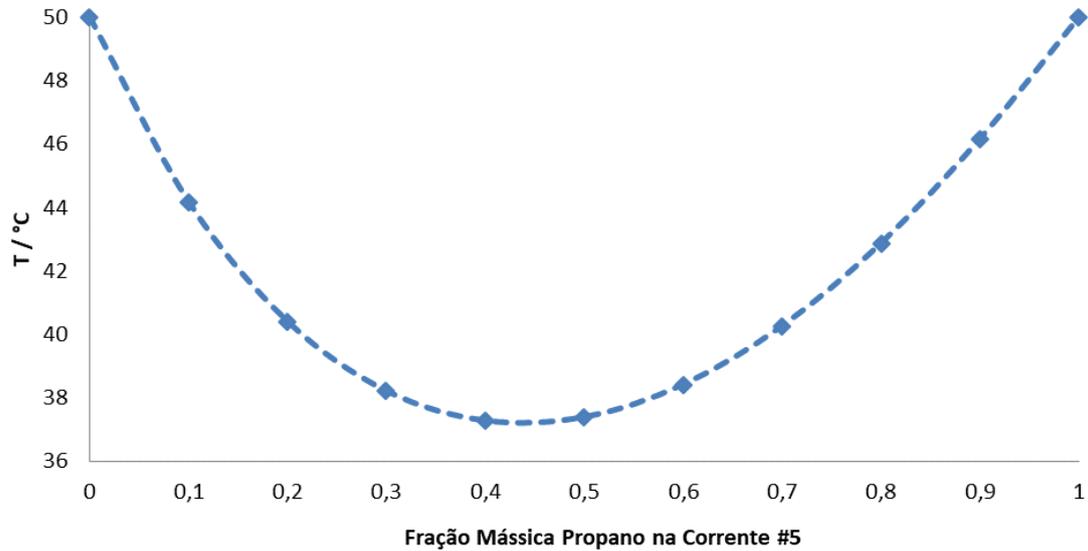
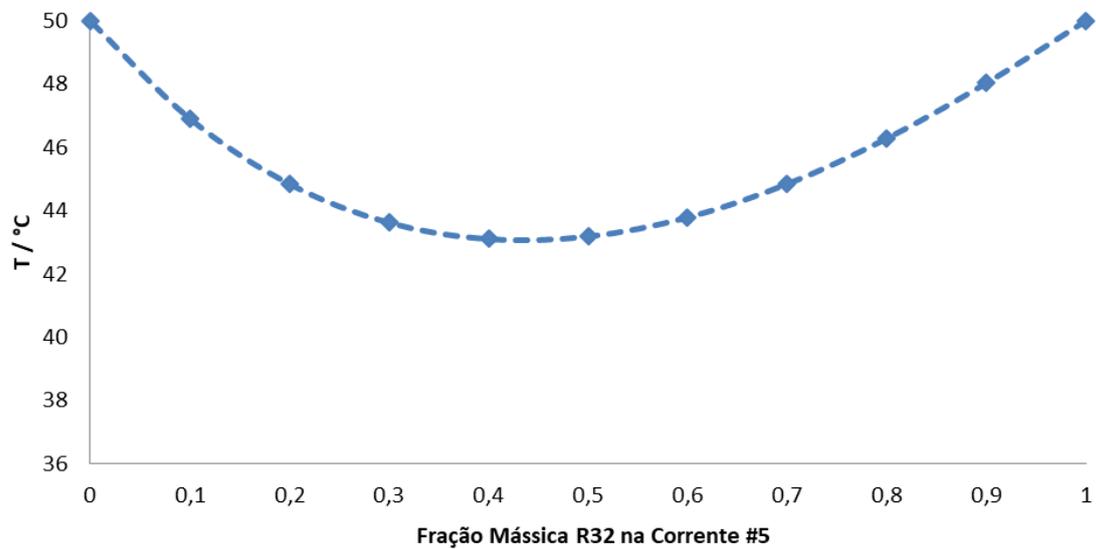


Figura 36 - Temperatura da corrente #5 para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5.



Fonte: Autora

Figura 37 - Temperatura da corrente #5 para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5.



Fonte: Autora

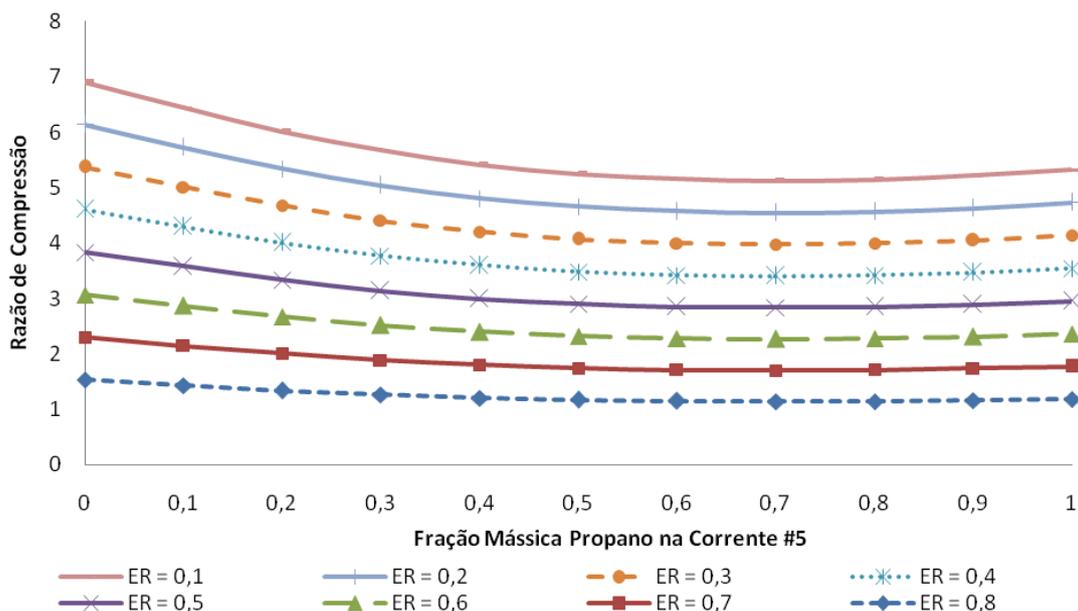
Já os resultados obtidos para as razões de compressão serão mostrados a seguir. Nas Figuras 38, 39 e 40, encontram-se os resultados do primeiro estágio para as misturas HC-a, HC-

b e HFC, respectivamente, enquanto nas Figuras 41, 42 e 43 estão os do segundo estágio, também para as misturas HC-a, HC-b e HFC, respectivamente. Por fim, nas Figuras 44, 45 e 46 encontram-se os resultados para a razão de compressão global do sistema para as misturas HC-a, HC-b e HFC, respectivamente.

Pode-se notar que, para as três misturas, a razão de compressão no primeiro estágio é influenciada tanto pela concentração da mistura quanto pela razão de expansão, enquanto a razão de compressão no segundo estágio não depende da concentração da mistura. Já a razão de compressão global praticamente não varia com a razão de expansão, dependendo somente da concentração da mistura. Este fato já era esperado, uma vez que, determinadas as temperaturas no evaporador e condensador, determina-se também a diferença de pressão a ser vencida pelos dois estágios do compressor, independente da razão de expansão da válvula do estágio superior.

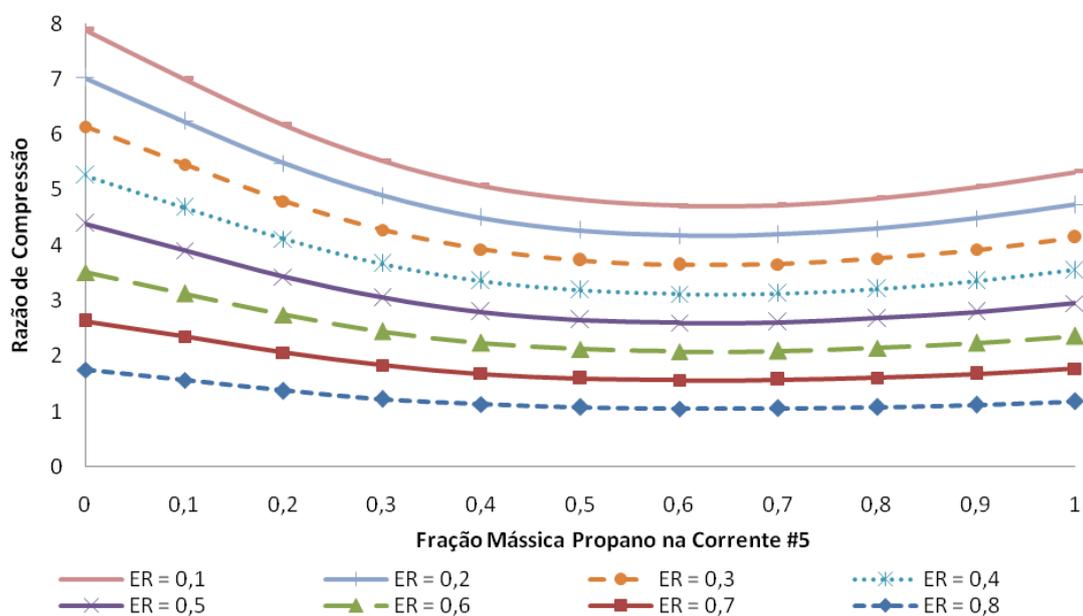
A razão de compressão é um parâmetro importante no dimensionamento do compressor e valores acima de 13 são considerados inviáveis (STOECKER, 1998). Nenhum dos casos ultrapassou esse limite, sendo então considerados viáveis. Além disso, quanto maior a razão de compressão, maior é a potência requerida do compressor, o que influencia negativamente no COP. Observa-se que o ponto de mínimo do sistema é atingido na faixa de concentração de propano ou R32 entre 60% e 70%.

Figura 38 – Razão de compressão do 1º estágio para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



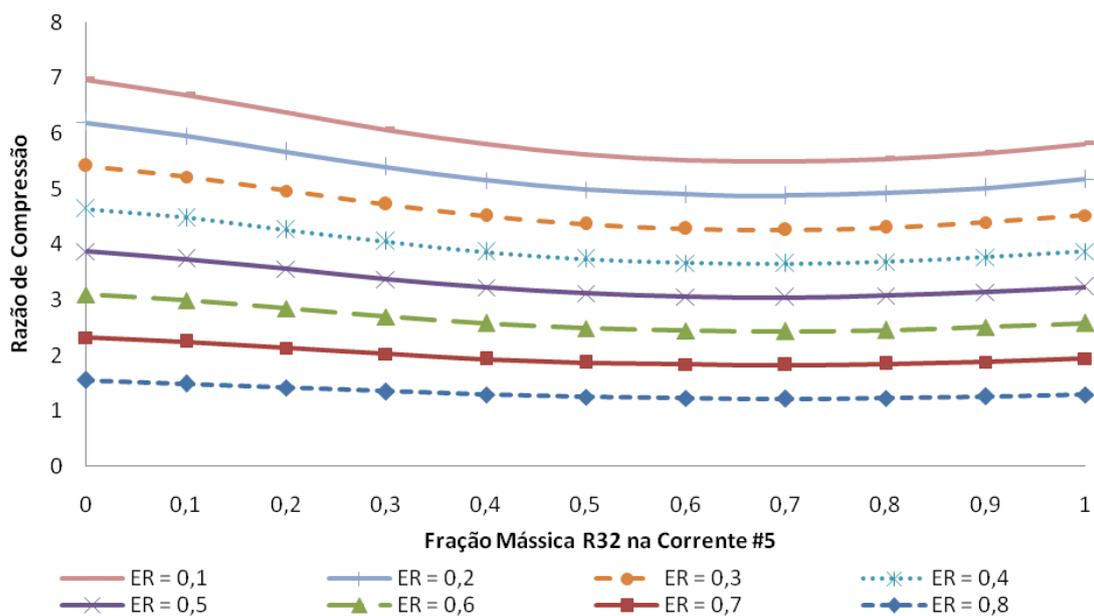
Fonte: Autora

Figura 39 - Razão de compressão do 1º estágio para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



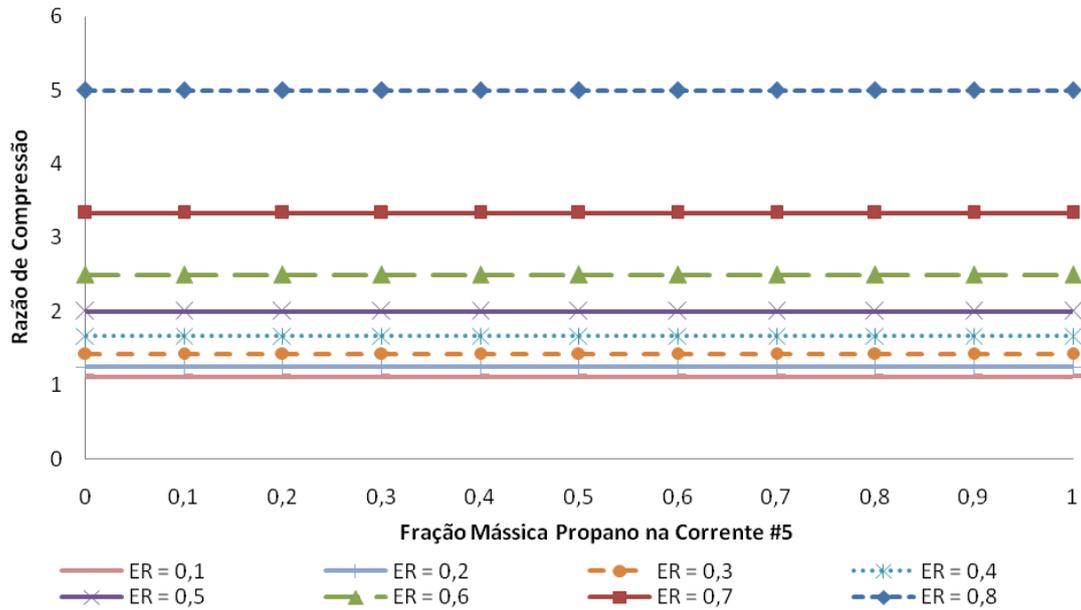
Fonte: Autora

Figura 40 - Razão de compressão do 1º estágio para a mistura HFC em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



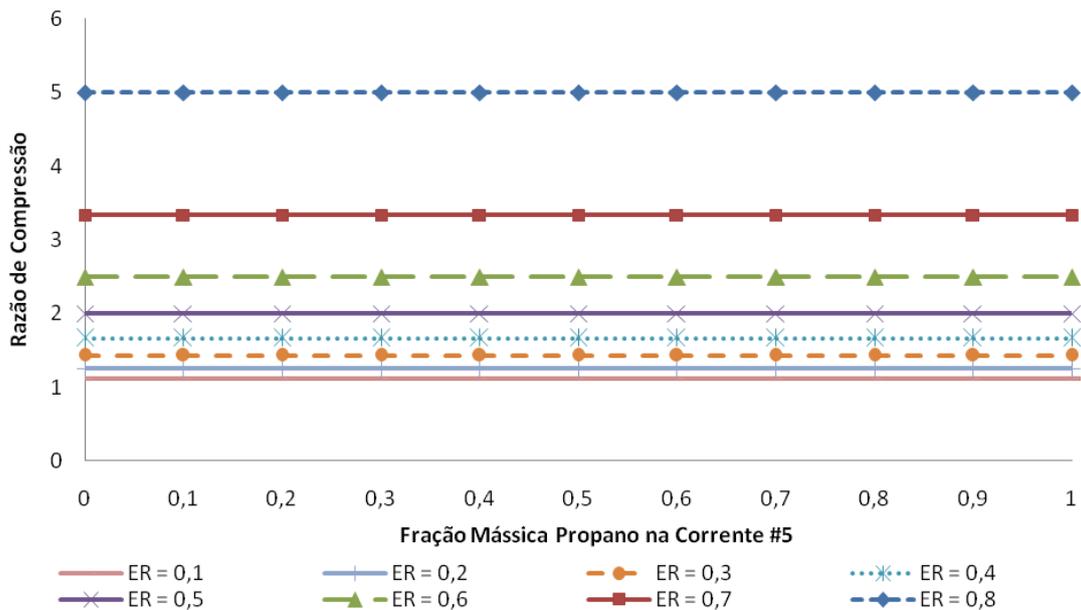
Fonte: Autora

Figura 41 - Razão de compressão do 2º estágio para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



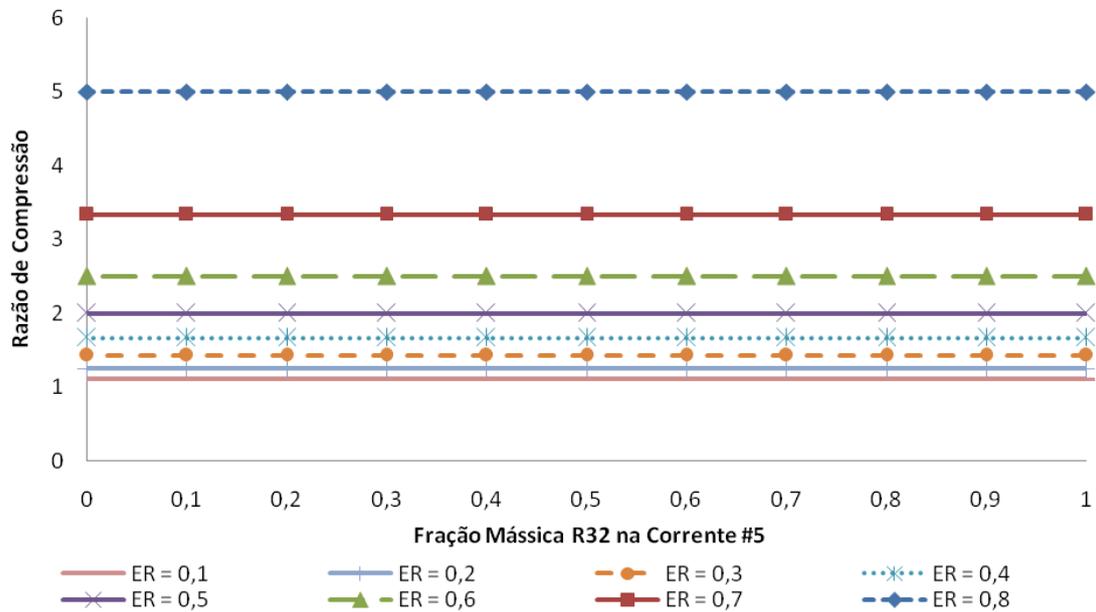
Fonte: Autora

Figura 42 - Razão de compressão do 2º estágio para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



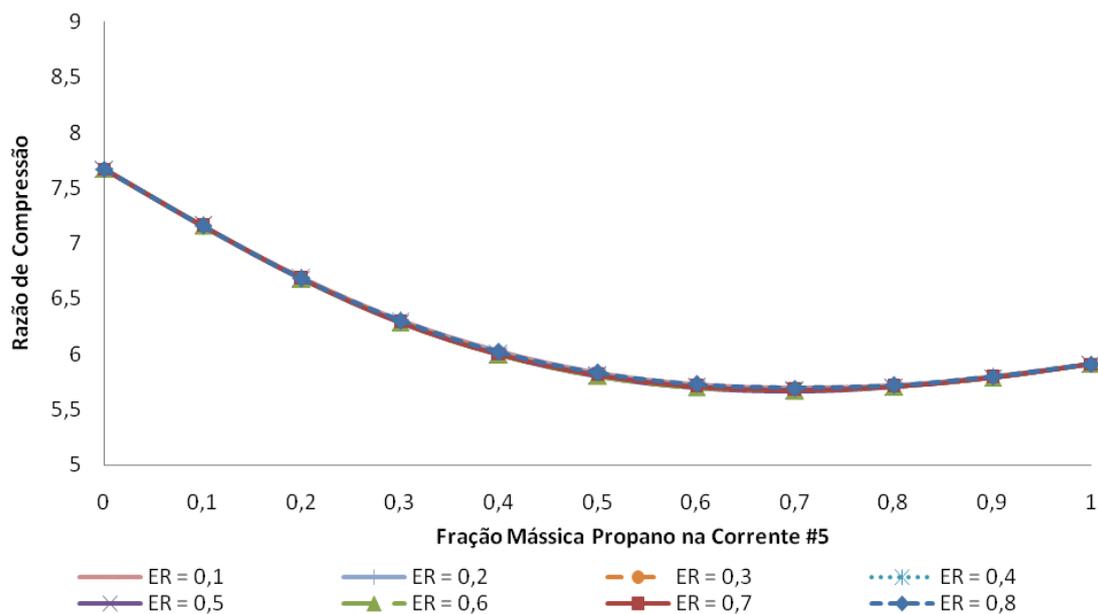
Fonte: Autora

Figura 43 - Razão de compressão do 2º estágio para a mistura HFC em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



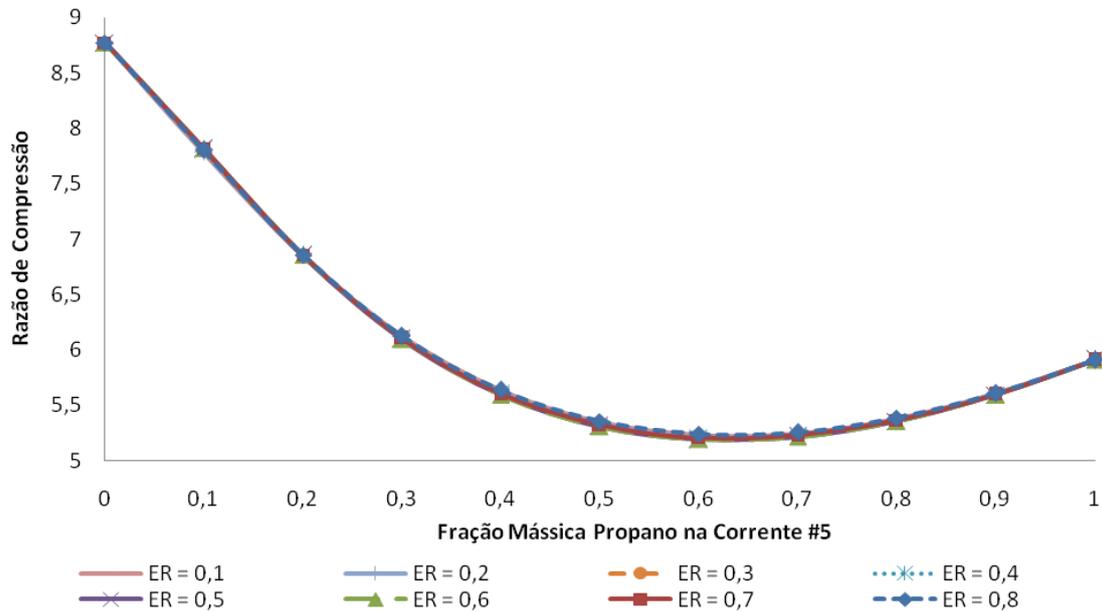
Fonte: Autora

Figura 44 - Razão de compressão global para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



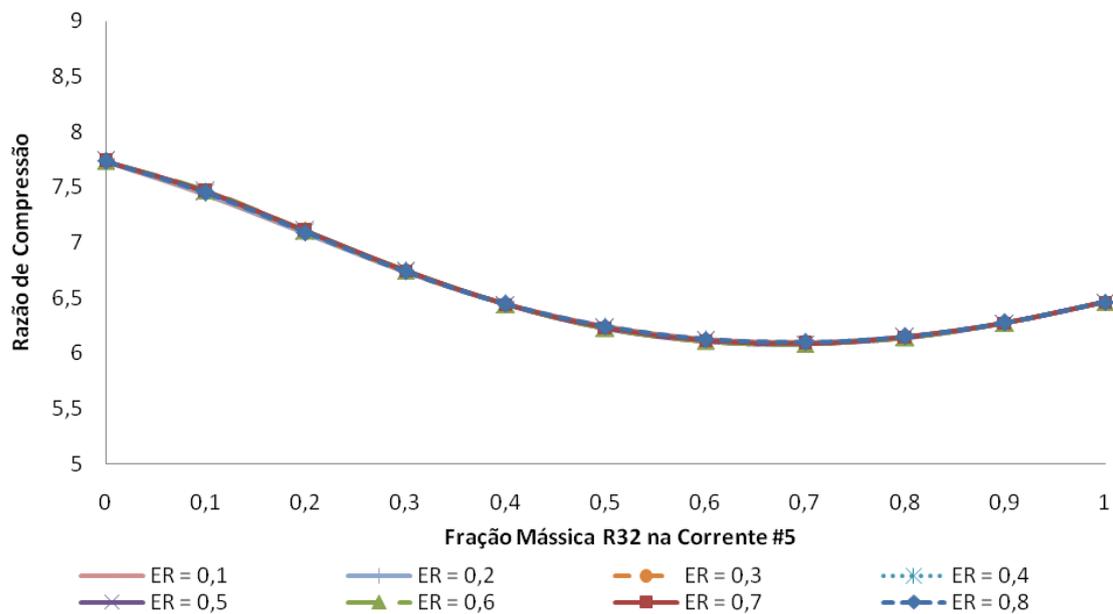
Fonte: Autora

Figura 45 - Razão de compressão global para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



Fonte: Autora

Figura 46 - Razão de compressão global para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



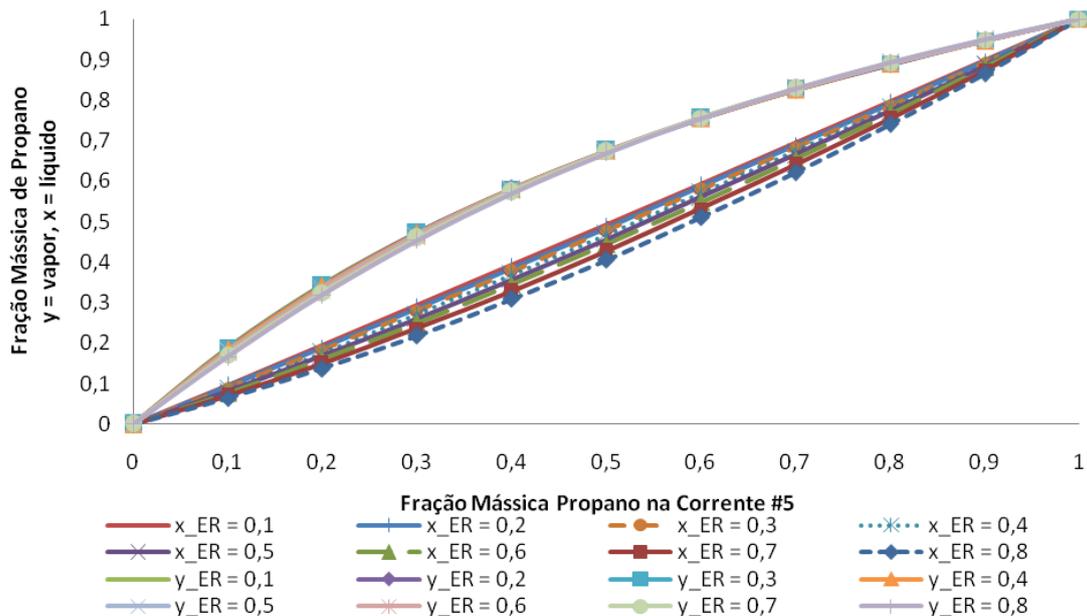
Fonte: Autora

Os resultados obtidos por d'Angelo et al. (2016) se assemelham aos da mistura HC-a, diferindo apenas no valor absoluto, que depende, além da mistura em estudo, das condições operacionais do ciclo.

Quando a corrente de refrigerante na fase líquida passa pela válvula de expansão no primeiro estágio, uma corrente bifásica se forma e, como a mistura é zeotrópica, a concentração na fase vapor é diferente da fase líquida. A razão de expansão dessa válvula também influencia a proporção entre as fases líquido e vapor, afetando tanto o desempenho do evaporador quanto do condensador e, conseqüentemente, de todo o ciclo. As Figuras 47, 48 e 49 mostram a distribuição de composição, em massa, do componente mais volátil na fase vapor (y , corrente #9) e líquida (x , corrente #7), para as misturas HC-a, HC-b e HFC, respectivamente.

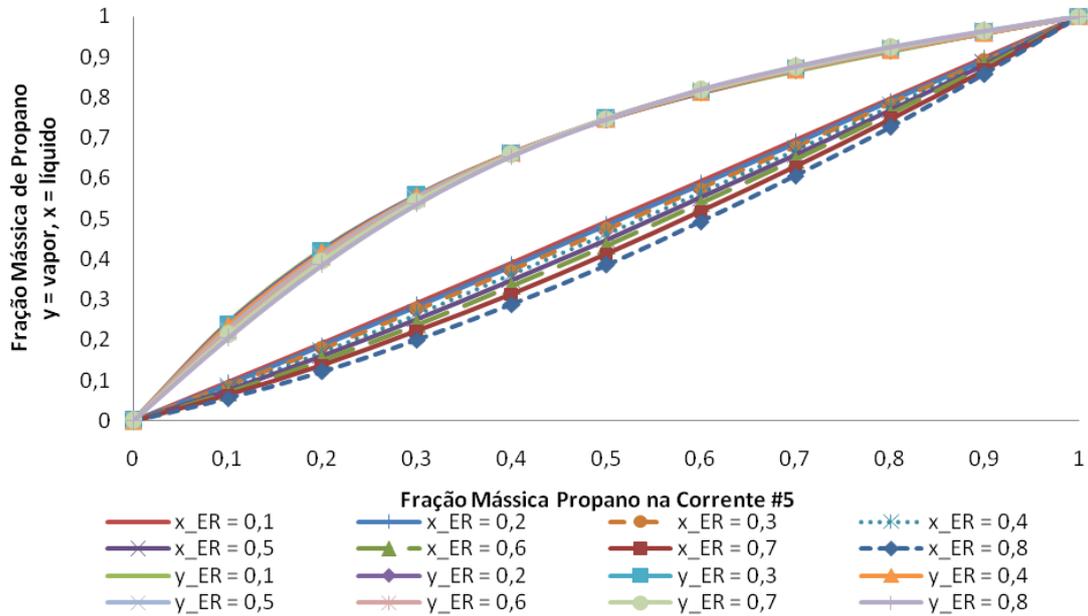
É possível perceber que o comportamento das três misturas em relação à distribuição da fração mássica do componente mais volátil é parcialmente semelhante. Para a mistura HC-a, a composição da fase vapor não é significativamente afetada pela razão de expansão, enquanto a fase líquida sofre maior influência. Para a mistura HC-b, até a fração mássica de 40% de propano existe certa variação da composição do vapor em relação à razão de expansão, enquanto a fase líquida varia bastante.

Figura 47 – Fração mássica de propano na fase vapor (y) e na fase líquida (x) na saída do tanque flash para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



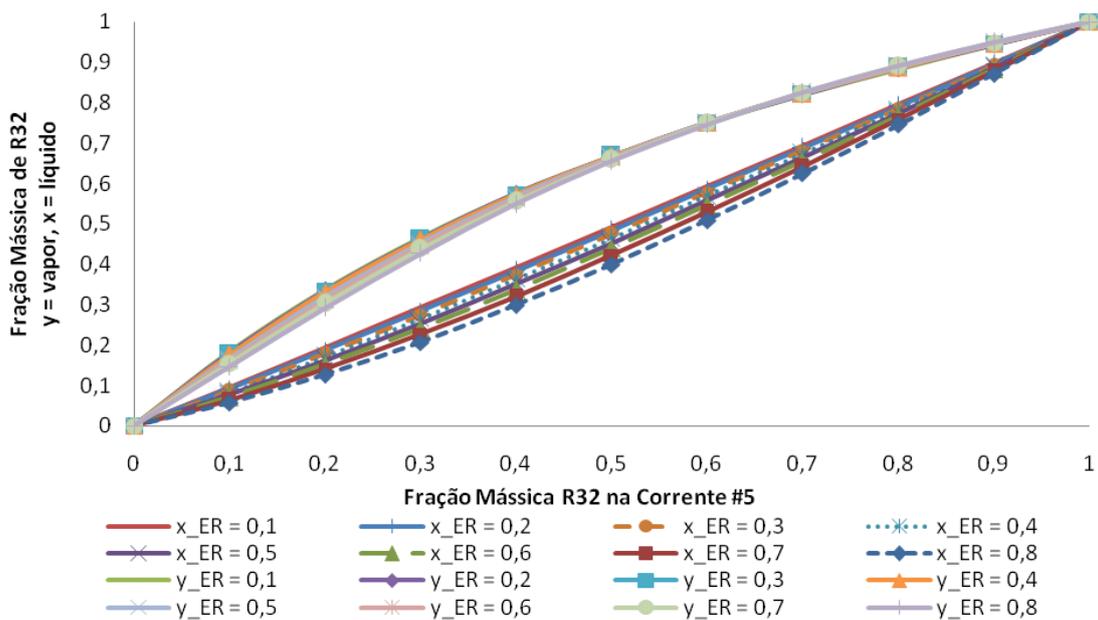
Fonte: Autora

Figura 48 - Fração mássica de propano na fase vapor (y) e na fase líquida (x) na saída do tanque flash para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



Fonte: Autora

Figura 49 - Fração mássica de R32 na fase vapor (y) e na fase líquida (x) na saída do tanque flash para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



Fonte: Autora

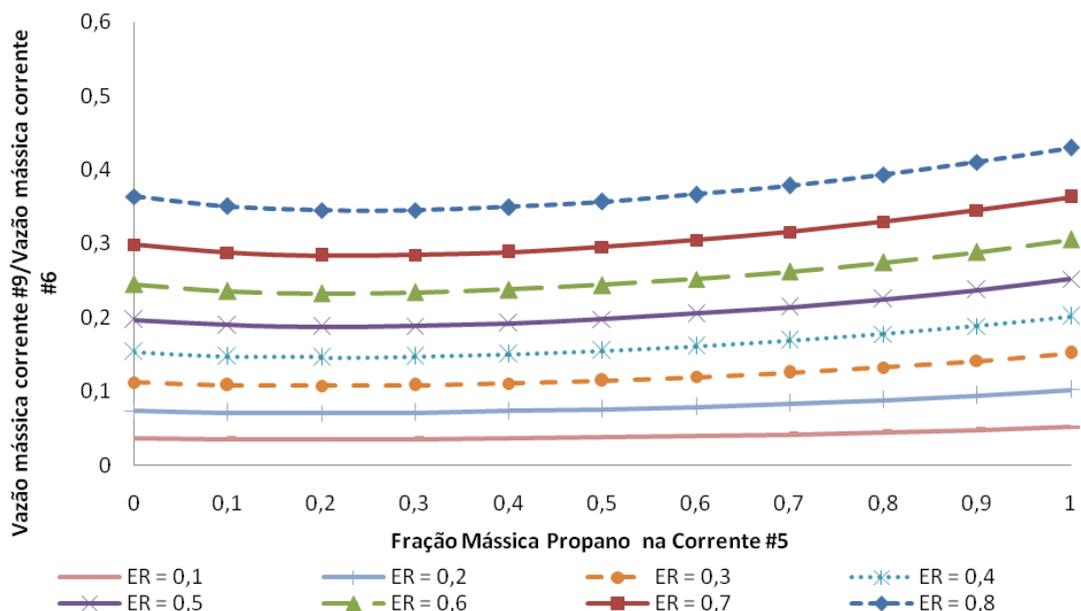
Já para a mistura HFC, para frações mássicas de R32 até 50%, a composição da fase vapor varia com a mudança na razão de expansão, porém para frações mássicas de R32 acima de 50% quase não se percebem alterações, mas a fase líquida sofre variação para todas as composições analisadas.

Quanto maior a razão de expansão, menor é a concentração de propano ou R32 na fase líquida, já que são os componentes mais voláteis e, a baixas pressões, tendem a permanecer mais na fase vapor que o isobutano, n-butano e R152a.

Nas Figuras 50, 51 e 52, encontram-se os resultados obtidos para a razão entre a vazão mássica de saída de vapor e alimentação do tanque flash para as misturas HC-a, HC-b e HFC, respectivamente.

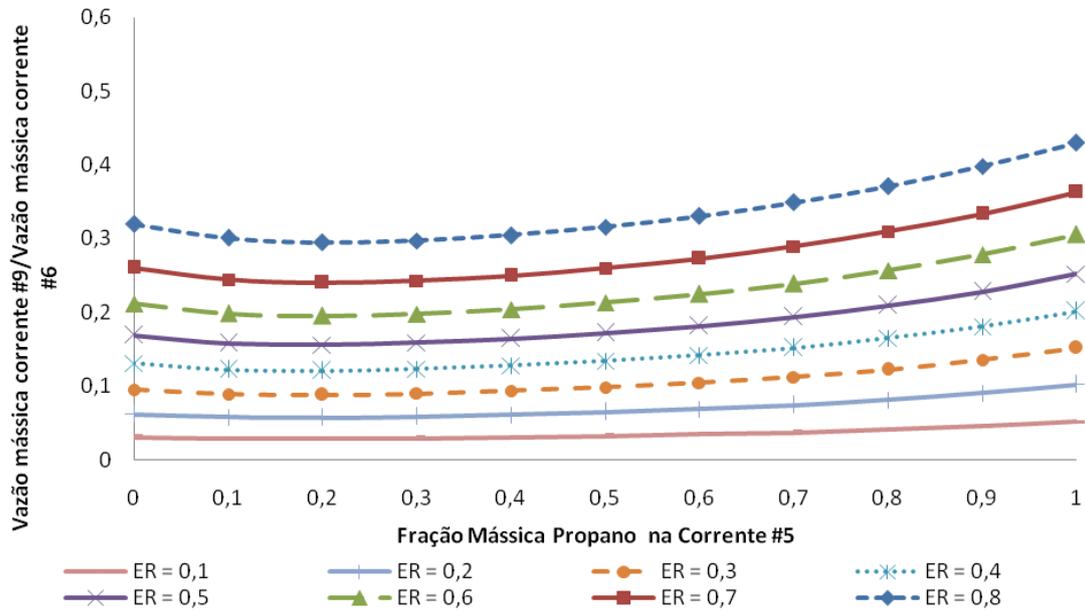
Percebe-se que, para os três casos, quanto maior a razão de expansão, menor a razão entre a vazão mássica de vapor e alimentação do tanque flash. Isso ocorre porque quanto maior a razão de expansão, maior é a queda de pressão entre a corrente #5 e a corrente #6, levando a uma maior separação da fase vapor no tanque flash.

Figura 50 – Razão entre vazão mássica de saída de vapor (corrente #9) e alimentação do tanque flash (corrente #6) para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



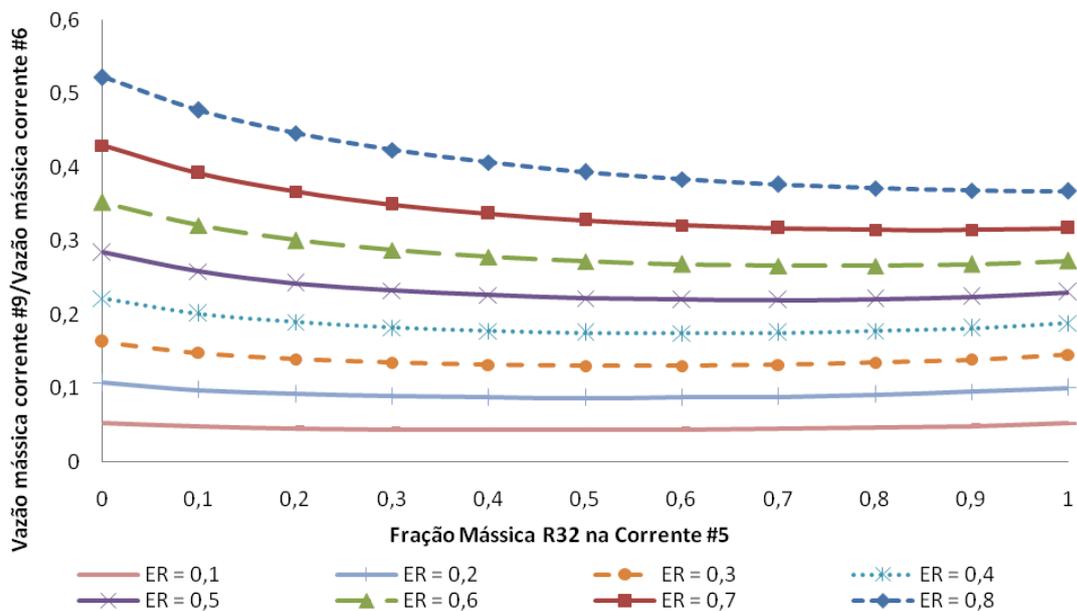
Fonte: Autora

Figura 51 - Razão entre vazão mássica de saída de vapor (corrente #9) e alimentação do tanque flash (corrente #6) para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



Fonte: Autora

Figura 52 - Razão entre vazão mássica de saída de vapor (corrente #9) e alimentação do tanque flash (corrente #6) para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



Fonte: Autora

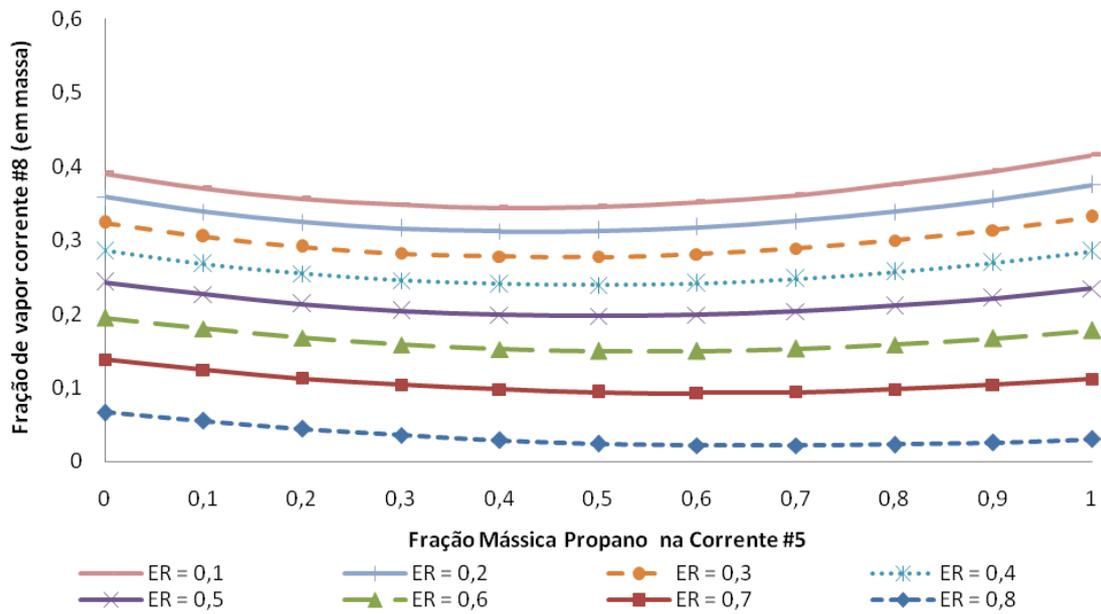
Para as misturas de hidrocarbonetos, propano/isobutano e propano/n-butano, a adição de propano reduz a razão entre a vazão de vapor e alimentação do tanque flash até a concentração de 30% de propano, em relação ao isobutano ou n-butano puro. Já para frações mássicas acima de 50% de propano, essa razão é igual ou maior que a do isobutano ou n-butano puro para todas as razões de expansão avaliadas. Uma possível explicação é o fato de que, como a temperatura de saturação no condensador é fixada, a presença de propano tende a diminuir a pressão de saturação no condensador e, quando a expansão ocorre, menos vapor é formado. Porém, após certa concentração, haverá uma quantidade significativa de propano no sistema e, sendo mais volátil que o isobutano e o n-butano, o efeito resultante é de aumento na vazão de vapor na saída do tanque flash.

Já para a mistura HFC, observa-se a razão entre a vazão de vapor e alimentação do tanque flash é máxima para o R152a puro e diminui com o aumento da concentração de R32. Apenas para as razões de expansão de 10% a 50% essa razão aumenta ligeiramente entre as frações mássicas de R32 de 70% a 100%, porém sendo sempre menor que a razão do R152a puro. Esse resultado difere da mistura HC e mostra que a concentração de R32 não chega a ser significativa o suficiente para aumentar a vazão de vapor na saída do tanque flash, compensando o efeito da redução da pressão de saturação no condensador, como ocorre com o propano.

Por fim, a fração de vapor na entrada do evaporador (corrente #8) foi analisada e os resultados para as misturas HC-a, HC-b e HFC encontram-se nas Figuras 53, 54 e 55, respectivamente. Quanto maior a proporção de vapor na corrente #8, menos eficiente é a troca de calor no evaporador, uma vez que menos calor latente é trocado, necessitando de uma maior vazão mássica de refrigerante para a mesma capacidade de refrigeração.

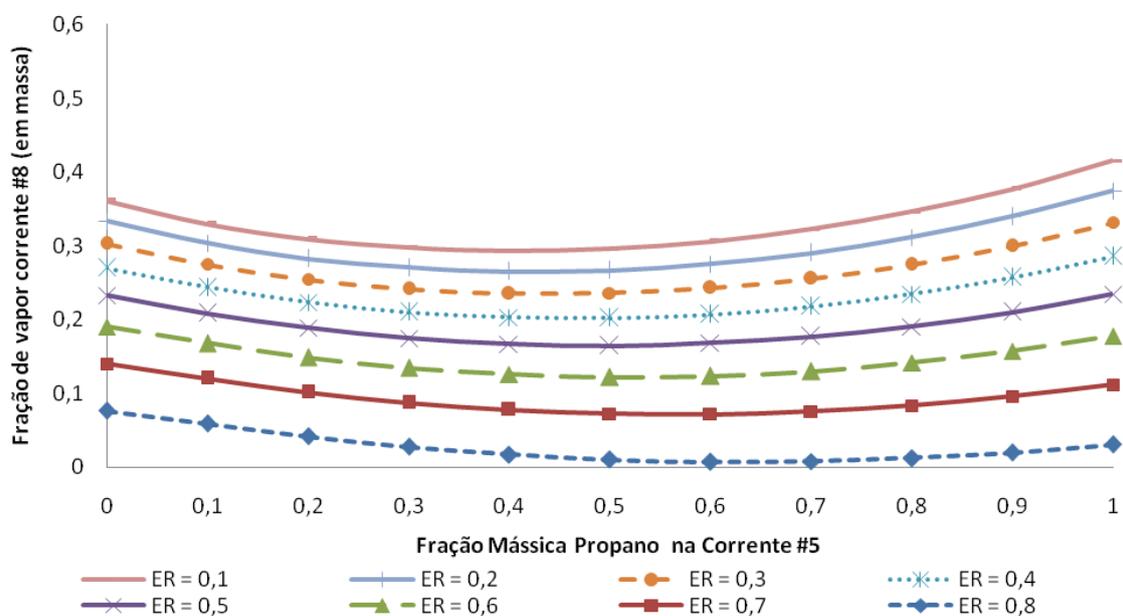
Observando os resultados apresentados, é possível notar que, para os três casos, quanto maior a razão de expansão, menor a fração de vapor na entrada do evaporador. Isso ocorre porque, conforme explicitado anteriormente, aumentando a razão de expansão, aumenta-se a vazão de vapor destinada à injeção, a qual é mais rica no componente mais volátil. Dessa forma, o refrigerante que segue para o evaporador é mais rico no componente menos volátil, apresentando menor fração de vapor.

Figura 53- Fração de vapor (em massa) na entrada do evaporador (corrente #8) para a mistura HC-a em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



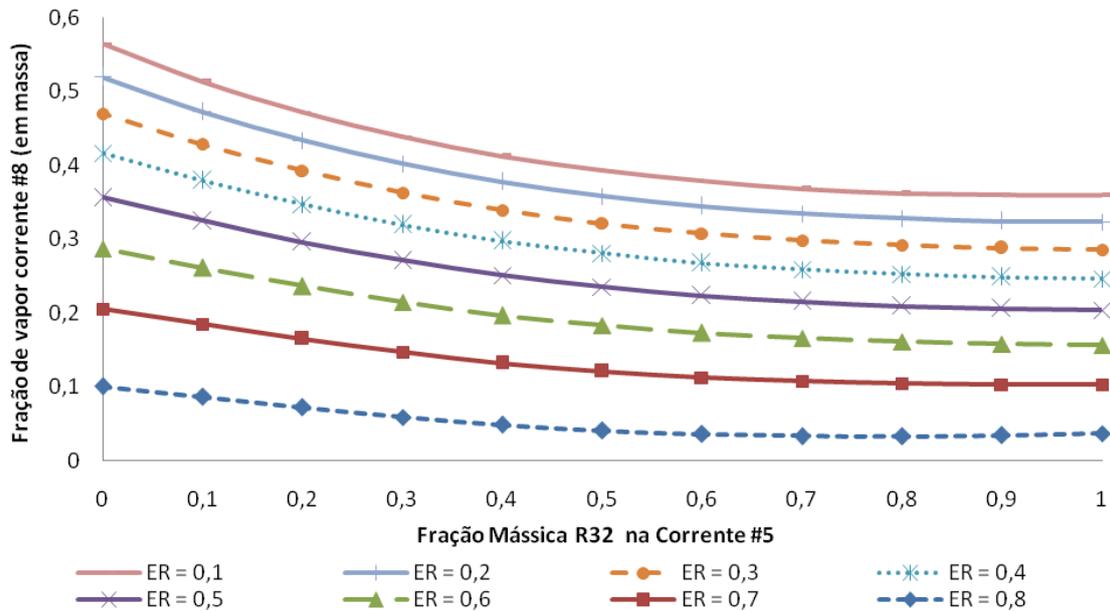
Fonte: Autora

Figura 54 - Fração de vapor (em massa) na entrada do evaporador (corrente #8) para a mistura HC-b em função da fração mássica de propano na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



Fonte: Autora

Figura 55 - Fração de vapor (em massa) na entrada do evaporador (corrente #8) para a mistura HFC em função da fração mássica de R32 na corrente #5 e da razão de expansão da válvula (estágio superior).



Fonte: Autora

Quanto à influência da concentração da mistura, nota-se que as misturas possuem resultados diferentes: enquanto as misturas HC-a e HC-b apresenta um ponto de mínimo para concentrações de propano entre 40% e 70%, dependendo da razão de expansão, a mistura HFC possui fração de vapor mínima para o caso do R32 puro, sendo que se observa pouca variação da fração de vapor em função da concentração da mistura para valores acima de 50% de fração mássica de R32.

Assim, foi possível verificar que para os casos das misturas de hidrocarbonetos, o ponto de mínimo da fração de vapor também é o que leva ao maior COP, enquanto na mistura HFC isso não ocorre.

Os resultados obtidos permitem concluir que, em termos de desempenho energético, a mistura que leva aos melhores resultados do sistema é a mistura HC-b (propano/n-butano) com uma composição entre 40 e 50% de propano, em massa. Essa foi a mistura que apresentou melhores resultados de COP, vazão mássica e temperatura da corrente #5 e fração de vapor na entrada do evaporador, além da razão de compressão ser um valor viável, apesar de não ser o valor mínimo. Quanto à razão de expansão, os valores entre 50% e 60% foram os que levaram ao melhor COP e apresentaram bons resultados com relação às outras variáveis analisadas.

Porém, é importante ressaltar que variações nas condições do sistema, como por exemplo diferentes temperaturas de evaporação e condensação, poderiam levar a diferentes resultados, favorecendo outra composição ou até mesmo outra mistura. Além disso, é preciso analisar também os aspectos econômicos do ciclo, o qual é um fator decisivo na definição das condições operacionais de um sistema.

Por fim, de forma a quantificar a melhoria obtida no desempenho do ciclo ao utilizar injeção de vapor e misturas de refrigerantes, será realizada uma comparação de COP e potência consumida no compressor para quatro casos: VCC e FTVI utilizando substância simples e mistura. Será considerado como refrigerante puro o R600, que apresentou os melhores resultados de substância pura, e a mistura R290/R600 com fração mássica de 50% de propano, que apresentou os melhores resultados entre as misturas estudadas. A comparação encontra-se na Tabela 12.

Tabela 12 - Comparação entre COP e potência consumida no compressor para VCC e FTVI utilizando R600 e mistura equimássica R290/R600.

	VCC e R600	VCC e Mistura	FTVI e R600	FTVI e Mistura
COP	2,185	2,850	2,881	3,686
Potência consumida no compressor (kJ/h)	1129508	865707	856640	669389
Melhoria (%)	-	23,4	24,2	40,7

Fonte: Autora

Isso significa que, considerando a melhoria do FTVI e da mistura combinadas, é possível economizar 460119 kJ/h de potência no compressor. Em uma hora, essa potência corresponde a 127,8 kWh que deixaram de ser consumidos. Esse valor equivale ao consumo mensal de um ar-condicionado de 9000 BTU/h, funcionando 8 horas/dia, sendo uma economia considerável para a indústria em questão.

Outra constatação interessante é o fato de que, considerando apenas a melhoria referente à mistura ou apenas a melhoria referente ao FTVI, o ganho de COP em relação ao VCC com refrigerante puro é praticamente o mesmo.

6 CONCLUSÕES

Este trabalho realizou uma análise paramétrica de um ciclo de refrigeração com injeção de vapor e tanque flash (FTVI), utilizando três misturas de refrigerantes (R290/R600a, R290/R600 e R32/R152a), sendo as duas primeiras de hidrocarbonetos e a terceira de hidrofluorcarbonetos. Os fluidos foram escolhidos segundo critérios ambientais, sendo eles os índices GWP e ODP e também de forma que as misturas fossem zeotrópicas, ou seja, apresentassem diferença de temperatura na mudança de fase. Foi investigada também a influência da razão de expansão da válvula superior no desempenho do ciclo, sendo que a avaliação foi feita em termos de eficiência energética (COP) e parâmetros de operação como vazão mássica de refrigerante e razão de compressão.

Nesta dissertação foram realizadas simulações utilizando o software comercial Aspen HYSYS®, tendo como pacote termodinâmico a equação de estado de Peng-Robinson. As simulações foram validadas comparando-se dados dos fluidos puros com os valores do software REFPROP® e dados das misturas com valores encontrados na literatura.

Para a realização da análise paramétrica, foram fixadas a temperatura de entrada no evaporador e a de vapor saturado no condensador, verificando a influência da composição da mistura e da razão de expansão da válvula superior em uma série de variáveis operacionais do ciclo. Considerando essas variáveis estudadas e o desempenho termodinâmico dos ciclos, as principais conclusões deste trabalho foram:

- a) com relação ao COP, a mistura que levou aos maiores valores de COP foi a mistura R290/R600. Para as três misturas, a composição que apresentou os melhores resultados foi a concentração equimássica;
- b) quanto à razão de expansão, também para as três misturas, os melhores resultados de COP foram obtidos para as razões de 50 e 60%;
- c) para as três misturas, o valor máximo do RTG também ocorreu próximo à concentração equimássica; além disso, a mistura R290/R600 apresentou os maiores valores de RTG, tanto para o evaporador quanto para o condensador, indicando que existe uma relação entre valores altos de RTG e melhores resultados de COP;
- d) as duas misturas de hidrocarbonetos apresentaram menor vazão mássica para as mesmas condições que otimizam o COP (concentração equimássica da mistura e razão de expansão entre 50 e 60%), enquanto a vazão mínima de refrigerante na mistura HFC ocorreu para o R152a puro;

- e) as três misturas apresentaram menor temperatura na corrente #5 para as concentrações entre 40 e 50% do fluido mais volátil, condição que também levou aos melhores valores de COP. Além disso, mesmo atingindo a temperatura mínima, não haveria restrição à operação do sistema nessas condições, pois a diferença de temperatura entre a corrente #5 e o fluido de resfriamento foi maior que 5 °C;
- f) a razão de compressão do ciclo não depende da razão de expansão, variando apenas em função da concentração da mistura, sendo que para os três casos estudados as menores razões de compressão ocorreram para concentrações entre 60 e 70% em massa do fluido menos volátil (R290 ou R32);
- g) comparando-se os resultados das misturas, a mistura HC-b (R290/R600) foi a mistura que apresentou melhores resultados de COP, vazão mássica e temperatura da corrente #5 e fração de vapor na entrada do evaporador, além da razão de compressão ter apresentado um valor viável, apesar de não ter sido o valor mínimo. Já a mistura HFC, além de levar a piores resultados de COP em todas as situações avaliadas, se mostrou inviável para algumas condições estudadas. Ou seja, para as condições operacionais em questão, as misturas de hidrocarbonetos foram mais adequadas que a mistura HFC;
- h) os resultados obtidos no presente estudo se mostraram concordantes com os resultados de outros trabalhos encontrados na literatura (D'ANGELO et al., 2016; CARVALHO, 2017).

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Após a apresentação das conclusões desta dissertação, listam-se a seguir algumas sugestões para trabalhos futuros:

- a) estudar misturas azeotrópicas ou quase azeotrópicas (exemplos: mistura propano/R152a, isobutano/R152a), verificando como essas misturas se comportam quando comparadas às misturas zeotrópicas;
- b) verificar se os resultados obtidos nessa análise paramétrica são reproduzidos experimentalmente;
- c) testar novas configurações, sendo estas, por exemplo, o ciclo com injeção de vapor e trocador de calor interno ou injeção de refrigerante na fase líquida;
- d) investigar outras faixas de operação, como, por exemplo, diferentes temperaturas de evaporação e condensação;
- e) estudar o comportamento transiente do ciclo e seu respectivo método de controle;
- f) realizar uma análise exergo-econômica, buscando a otimização econômica do ciclo e a minimização das perdas exergéticas do mesmo.

REFERÊNCIAS

- AKASH, B. A.; SAID, S. A. Assessment of LPG as a possible alternative to R-12 in domestic refrigerators. **Energy Conversion and Management**, v. 44, p. 381-388, Feb. 2003.
- ASHRAE Standard 34. **Designation and safety classification of refrigerants**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta GA, 2007.
- BOLAJI, B. O.; HUAN, Z. Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 18, p. 49-54, Feb. 2013.
- BYLUND, G. **Dairy processing handbook**. 2. ed. Cornell University: Tetra Pak Processing Systems AB, 2003.
- CALM, J. M. The next generation of refrigerants: Historical review, considerations, and outlook. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, p.1123-1133, Nov. 2008.
- CAMPBELL, J. **Gas conditioning and processing: The equipment modules**. 7. ed. Norman: Campbell Petroleum Series, 1992.
- CARVALHO, S. M. R. **Análise e otimização de ciclos de refrigeração com injeção de vapor e tanque flash utilizando misturas de refrigerantes**. 2017. 166 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química, Campinas, Jul. 2017.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 5. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2006.
- CHANG, Y. S.; KIM, M. S.; RO, S. T. Performance and heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in a heat pump system. **International Journal of Refrigeration**, v. 23, p.232-242, May. 2000.
- CHO, H.; CHUNG, J. T.; KIM, Y. Influence of liquid refrigerant injection on the performance of an inverter-driven scroll compressor. **International Journal of Refrigeration**, v. 26, p.87-94, Jan. 2003.
- _____.; BAEK, C.; PARK, C.; KIM, Y. Performance evaluation of a two-stage CO₂ cycle with gas injection in the cooling mode operation. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, p.40-46, Jan. 2009.
- CHOI, D. K.; DOMANSKI, P. A.; DIDION, D. A. Evaluation of flammable refrigerants for use in a water-to-water residential eat Pump. In: APPLICATIONS FOR NATURAL REFRIGERANTS, 1996, Aarhus, Denmark. **Proceedings...**Paris: Institut international du froid, 1996. p. 467-476.
- CIMSIT, C.; OZTURK, I. T. Analysis of compression–absorption cascade refrigeration cycles, **Applied Thermal Engineering**, v.40, p. 311-317, July 2012.

CIMSIT, C.; OZTURK, I. T.; KINCAY, O. Thermo-economic optimization of LiBr/H₂O-R134a compression-absorption cascade refrigeration cycle, **Applied Thermal Engineering**, v.476, p. 105-115, Feb. 2015.

CIPOLATO, L. **Análise exérgica de um ciclo em cascata para liquefação de gás natural**. 2008. 85 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química, Campinas, Jul.2008.

CLARK, A. Q.; STEAD, K. (Vapour + liquid) phase equilibria of binary, ternary, and quaternary mixtures of CH₄, C₂H₆, C₃H₈, C₄H₁₀, and CO₂. **The Journal of Chemical Thermodynamics**, v.20, p.413-427, Apr. 1988.

COMPANHIA NACIONAL DE ABASTECIMENTO (CONAB). Conjuntura mensal: Leite e derivados. Brasília, Abr. 2016. Disponível em: <http://www.conab.gov.br/OlalaCMS/uploads/arquivos/16_05_04_17_33_34_leite_abril_2016.pdf>. Acesso em: 27 fev. 2017.

CORBERÁN, J. M.; SEGURADO, J.; COLBOURNE, D.; GONZÁLVEZ, J. Review of standards for the use of hydrocarbon refrigerants in A/C, heat pump and refrigeration equipment. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, p.748-756, June 2008.

COULOMB, D. Refrigeration and cold chain serving the global food industry and creating a better future: two key IIR challenges for improved health and environment. **Trends in Food Science and Technology**, v. 19, n. 8, p. 413-417, 2008.

D'ANGELO, J. V. H.; AUTE, V.; RADERMACHER, R. Performance evaluation of a vapor injection refrigeration system using mixture refrigerant R290/R600a. **International Journal of Refrigeration**, v. 65, p.194-208, Jan. 2016.

DINÇER, I.; KANOGLU, M. **Refrigeration systems and applications**. 2. ed. Chichester: John Wiley & Sons Ltd., 2010.

DUTTA, A.; YANAGISAWA, T.; FUKUTA, M. An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection. **International Journal of Refrigeration**, v. 24, p.577-587, Sept. 2001.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE)/MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA (MME). **Balanco Energético Nacional: Ano base 2008**. 2009. Disponível em: <https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2009.pdf>. Acesso em: 17 jan. 2017.

_____. **Balanco Energético Nacional: Ano base 2015 - Séries Históricas Completas**. 2016a. Disponível em: <<https://ben.epe.gov.br/BENSeriesCompletas.aspx>>. Acesso em: 17 jan. 2017.

_____. **Balanco Energético Nacional: Ano base 2015**. 2016b. Disponível em: <https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2016.pdf>. Acesso em: 17 jan. 2017.

FATOUH, M; EL KAFIFY, M. Assessment of propane/commercial butane mixtures as possible alternatives to R134a in domestic refrigerators. **Energy Conversion and Management**, v. 47, p.2644-2658, Sept. 2006.

HARBY, K. Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: An updated overview. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 73, p.1247-1264, June 2017.

HEO, J.; JEONG, M.; BAEK, C.; KIM, Y. Comparison of the heating performance of air-source heat pumps using various types of refrigerant injection. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, p.444-453, Mar. 2011.

JUNG, D. S.; KIM, C. -B.; SONG, K.; PARK, B. Testing of propane/isobutane mixture in domestic refrigerators. **International Journal of Refrigeration**, v. 23, p.517-527, Nov. 2000.

JWO, C. S.; TING, C. C.; WANG, W. R. Efficiency analysis of home refrigerators by replacing hydrocarbon refrigerants. **Measurement**, v. 42, p.697-701, June 2009.

KANOGLU, M. Exergy analysis of multistage cascade refrigeration cycle used for natural gas liquefaction. **International Journal of Energy Research**, v.26, p. 763-774, June 2002.

LEE, M. Y.; LEE, D. Y.; KIM, Y. Performance characteristics of a small-capacity directly cooled refrigerator using R290/R600a (55/45). **International Journal of Refrigeration**, v. 31, p.734-741, June 2008.

LEE, H. S.; KIM, H. J.; KANG, D. G.; JUNG, D. Thermodynamic performance of R32/R152a mixture for water source heat pumps. **Energy**, v. 40, p.100-106, Apr. 2012.

LEE, H.; HWANG, Y. RADERMACHER, R.; CHUN, H-H. Potential benefits of saturation cycle with two-phase refrigerant injection. **Applied Thermal Engineering**, v.56, p.27-37, July 2013.

LIM, J. S.; HO, Q. N.; PARK, J. Y.; LEE, B. G. Measurement of Vapor-Liquid Equilibria for the Binary Mixture of Propane (R-290) + Isobutane (R-600a). **Journal of Chemical & Engineering Data**, v. 49, p. 192-198, Feb. 2004.

LIMA, L. P. **Tamanho de empresa e eficiência de indústria de laticínios no Brasil**. 2015. 76 f. Dissertação (Mestrado em Ciência e Tecnologia de Alimentos) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, Jul. 2015.

LOBOSCO, R. J. **Análise do desempenho termodinâmico e ambiental de um ciclo de refrigeração e proposta de uma função global de avaliação**. 2009. 90 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química, Campinas, Dez. 2009.

LORENTZEN, G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament. **International Journal of Refrigeration**, v. 18, p.190-197, Mar. 1995.

MANI, K; SELLADURAI, V. Experimental analysis of a new refrigerant mixture as drop-in replacement for CFC12 and HFC134a. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 47, p.1490-1495, Nov. 2008.

MATHISON, M. M.; BRAUN, J. E.; GROLL, E. A. Performance Limit for Economized Cycles with Continuous Refrigerant Injection. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, p.234-242, Jan. 2011.

MCLINDEN, M. O.; RADERMACHER, R. Methods for comparing the performance of pure and mixed refrigerants in the vapour compression cycle. **International Journal of Refrigeration**, v. 10, p. 318–325, Nov. 1987.

MOHANRAJ, M.; JAYARAJ, S.; MURALEEDHARAN, C. Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants: A review. **International Journal of Greenhouse Gas Control**, v. 3, p.108-119, Jan. 2009a.

_____.; _____.; _____.; CHANDRASEKAR, P. Experimental investigation of R290/R600a mixture as an alternative to R134a in a domestic refrigerator. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 48, p.1036-1042, May 2009b.

_____.; _____.; _____. A review on recent developments in new refrigerant mixtures for vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump units. **International Journal of Energy Research**, v. 35, p.647-669, June 2011.

OH, M., MOON, I., Framework of dynamic simulation for complex chemical processes. **Korean Journal of Chemical Engineering**, v.15, n.3, p.231-242, May 1998.

PALM, B. Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems: A review. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, p.552-563, June 2008.

PARK, K. J.; JUNG, D. S. Thermodynamic performance of HCFC22 alternative refrigerants for residential air-conditioning applications. **Energy and Buildings**, v. 39, p.675-680, June 2007a.

_____.; _____. Thermodynamic performance of R502 alternative refrigerant mixtures for low temperature and transport applications. **Energy Conversion and Management**, v. 48, p.3084-3089, Dec. 2007b.

_____.; _____. A 'drop-in' refrigerant R431A for replacing HCFC22 in residential air-conditioners and heat pumps. **Energy Conversion and Management**, v. 50, p.1671-1675, June 2009a.

_____.; _____. Performance of alternative refrigerant R430A on domestic water purifiers. **Energy Conversion and Management**, v. 50, p.3045-3050, Dec 2009b.

PAYNE, W. V.; DOMANSKI, P. A.; MULLER, J. A study of a water-to-water heat pump using flammable refrigerants. In: IIR-GUSTAV LORENTZEN CONFERENCE ON NATURAL WORKING FLUIDS, 3., 1998, Oslo, Norway. **Proceedings...** Paris: Institut international du froid, 1998. p. 658-667.

PETERS, M. S.; TIMMERHAUS, K. D.; WEST, R. E. **Plant Design and Economics for Chemical Engineers**. 5. ed. New York: McGraw Hill, 2003.

PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA (PROCEL). **Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso – Ano base 2005**. 2007. Disponível em: <<http://www.procelinfo.com.br/main.asp?View=%7B5A08CAF0-06D1-4FFE-B335-95D83F8DFB98%7D&Team=¶ms=itemID=%7BE6AA7196-E64E-4FC0-9567-994B77FB24DE%7D%3B&UIPartUID=%7B05734935-6950-4E3F-A182-629352E9EB18%7D>>. Acesso em: 28 dez. 2016.

ROCHA, C. R.; BAJAY, S. V.; GORLA, F. D. **Oportunidades de eficiência energética para a indústria - Relatório setorial: Alimentos e bebidas**. Brasília: CNI, 2010. Disponível em: <http://arquivos.portaldaindustria.com.br/app/conteudo_24/2012/09/06/262/20121127135353451768i.pdf>. Acesso em: 17 jan. 2017.

ROH, C. W.; YOO, J. W.; KIM, M. S. Vapor refrigerant injection techniques for heat pump systems: the latest literature review and discussion. **International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration**, v. 22, n.1, p.1430002-1 – 1430002-9, Feb. 2014.

SANDLER, S. I. **Chemical, biochemical and engineering thermodynamics**. 4. ed. Chichester: John Wiley & Sons Ltd., 2006.

SEADER, J. D.; HENLEY, E. J. **Separation process principles**. 2.ed. Chichester: John Wiley & Sons Ltd., 2006.

SEONG, G.; YOO, K. P.; LIM, J. S. Vapor-liquid equilibria for propane (R290) + n-butane (R600) at various temperatures. **Journal of Chemical & Engineering Data**, v. 53, p. 2783-2786, Nov. 2008.

SHUXUE, X.; GUOYUAN, M.; QI, L.; ZHONGLIANG, L. Experiment study of an enhanced vapor injection refrigeration/heat pump system using R32. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 68, p.103-109, June 2013.

_____.; _____. Working performance of R-32 two-stage compression system in domestic air-conditioner. **Energy and Buildings**, v. 93, p.324-331, Apr. 2015.

SMITH, J.M.; VAN NESS, H.C.; ABBOTT, M.M. **Introdução à termodinâmica da engenharia química**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2007.

SOUFIYAN, M. M.; AGHBASHLO, M.; MOBILI, H. Exergetic performance assessment of a long-life milk processing plant: a comprehensive survey. **Journal of Cleaner Production**, v. 140, p. 590-607, Jan. 2017.

STATISTA. **Electricity prices by country in 2015 (in U.S. dollars per kilowatt hour)**. 2016. Disponível em: <<https://www.statista.com/statistics/477995/global-prices-of-electricity-by-select-country/>>. Acesso em: 28 dez. 2016.

STOECKER, W. F. **Industrial refrigeration handbook**. New York: McGraw-Hill, 1998.

WANG, X. **Performance investigation of two-stage heat pump system with vapor injected scroll compressor**. 2008. 166 f. Dissertação (Doutorado em Engenharia Mecânica) – University of Maryland College Park, Department of Mechanical Engineering, Maryland, Mar. 2008.

WANG, B.; SHI, W.; HAN, L.; LI, X. Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, p.1442-1451, Sept. 2009a.

_____.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R. Optimization of refrigeration system with gas-injected scroll compressor. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, p.1544-1554, Nov. 2009b.

WINANDY, E. L.; LEBRUN, J. Scroll compressors using gas and liquid injection: experimental analysis and modeling. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p.1143-1156, Dec. 2002.

WONGWISES, S.; CHIMRES, N. Experimental study of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in a domestic refrigerator. **Energy Conversion and Management**, v. 46, p.85-100, Jan. 2005.

_____.; KAMBOON, A.; ORACHON, B. Experimental investigation of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in an automotive air conditioning system. **Energy Conversion and Management**, v. 47, p.1644-1659, July 2006.

WU, J.; CHU, Y.; HU, J.; LIU, Z. Performance of mixture refrigerant R152a/R125/R32 in domestic air-conditioner. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, p.1049-1057, Aug. 2009.

XU, X.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R. Refrigerant injection for heat pumping/air conditioning systems: Literature review and challenges discussions. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, p.402-415, Mar. 2011a.

_____.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R. Transient and steady-state experimental investigation of flash tank vapor injection heat pump cycle control strategy. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, p.1922-1934, Dec. 2011b.

YANG, Z.; MA, Y.; LI, Y.; CHEN, Z.; MA, L. The performance of some substitutes for HCFC22 under varying operating conditions. **Applied Thermal Engineering**, v. 19, p.801-806, July 1999.