



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

Faculdade de Engenharia Química

STELLA MAIA ROCHA DE CARVALHO

ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO COM INJEÇÃO DE
VAPOR E TANQUE FLASH UTILIZANDO MISTURAS DE REFRIGERANTES

Campinas/SP

2017

STELLA MAIA ROCHA DE CARVALHO

ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO COM
INJEÇÃO DE VAPOR E TANQUE FLASH UTILIZANDO MISTURAS DE
REFRIGERANTES

*Dissertação apresentada à
Faculdade de Engenharia Química da
Universidade Estadual de Campinas como
parte dos requisitos exigidos para a
obtenção do título de Mestra em
Engenharia Química.*

Orientador: Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo

ESTE EXEMPLAR DIGITAL
CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA
DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELA ALUNA STELLA
MAIA ROCHA DE CARVALHO E ORIENTADA PELO
PROF. DR. JOSÉ VICENTE HALLAK D'ANGELO

CAMPINAS/SP

2017

Agência(s) de fomento e nº(s) de processo(s): CNPq, 152390/2015-4

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura

Luciana Pietrosanto Milla - CRB 8/8129

Carvalho, Stella Maia Rocha de, 1990-
C253a Análise e otimização de ciclos de refrigeração com injeção de vapor e tanque flash utilizando misturas de refrigerantes / Stella Maia Rocha de Carvalho. – Campinas, SP : [s.n.], 2017.

Orientador: José Vicente Hallak D'Angelo.
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química.

1. Refrigeração. 2. Simulação (Computadores). 3. Otimização. 4. Hidrocarbonetos. 5. Misturas. I. D'Angelo, José Vicente Hallak, 1967-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Analysis and optimization of refrigeration cycles with flash tank vapor injection using refrigerant mixtures

Palavras-chave em inglês:

Refrigeration

Simulation (Computers)

Optimization

Hydrocarbons

Mixtures

Área de concentração: Sistemas de Processos Químicos e Informática

Titulação: Doutor em Engenharia Química

Banca examinadora:

José Vicente Hallak D'Angelo [Orientador]

Joaquim Eugênio Abel Seabra

Valdir Apolinário de Freitas

Data de defesa: 28-07-2017

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Química

Dissertação de Mestrado defendida por Stella Maia Rocha de Carvalho e aprovada em 28 de julho de 2017 pela banca examinadora constituída pelos doutores:

Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo – Orientador

DESQ/FEQ/UNICAMP

Prof. Dr. Joaquim Eugênio Abel Seabra

FEM/UNICAMP

Dr. Valdir Apolinário de Freitas

SOLVAY S/A

A Ata da Defesa, assinada pelos membros da Comissão Examinadora, consta no processo de vida acadêmica da aluna.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a todos aqueles para quem ele possa ser útil, muito especialmente à jovem engenheira que, dois anos atrás, se propôs a realiza-lo.

AGRADECIMENTO

Ao *Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq)* pelo apoio financeiro e à UNICAMP pela ampla estrutura oferecida.

Ao prof. José Vicente, que em todo momento honrou seu papel de professor orientador: ensinando, orientando, corrigindo e apoiando.

Ao grupo de pesquisa, especialmente ao Hugo, pelas perguntas e respostas que moveram todo o desenvolvimento da pesquisa.

Aos membros das bancas de qualificação e defesa, pela avaliação cuidadosa e sugestões valiosas que contribuiram muito para o resultado final.

Aos amigos que fiz em Campinas, pela convivência próxima que enriqueceu e tornou mais feliz a vida na nova cidade. E aos de Belo Horizonte, por continuarem tão presentes, mesmo à distância.

À minha família pelo amor, a dedicação e os exemplos, que me esforço para seguir.

A Deus, por tudo e tantas coisas. Especialmente pelas prerrogativas de buscar o conhecimento e a felicidade.

*“O conhecimento amplia a vida.
Conhecer é viver uma realidade que
a ignorância impede desfrutar.”*

Carlos Bernardo González Pecotche

RESUMO

O uso de hidrocarbonetos como fluidos refrigerantes tem despertado novamente o interesse de pesquisadores nos últimos dez anos devido às crescentes restrições ao uso de compostos halogenados. Hidrocarbonetos não degradam a camada de ozônio e propiciam um bom desempenho dos ciclos de refrigeração. Além disso, a necessidade de reduzir o consumo de energia leva a uma busca constante de otimização dos ciclos de refrigeração, que são grandes consumidores de energia elétrica em muitas indústrias de processos, especialmente na indústria alimentícia. Neste trabalho, duas abordagens alternativas a estas questões foram combinadas: o uso de misturas de hidrocarbonetos como refrigerantes e a modificação de um ciclo de compressão de vapor convencional (VCC) por meio da adição de um segundo estágio de compressão e tanque flash para injeção de vapor entre os dois estágios (FTVI). Utilizando o simulador de processos Aspen HYSYS®, oito pares de refrigerantes envolvendo Etano, Propano, Isobutano, n-Butano e CO₂ com diferentes composições foram estudados e tiveram seu desempenho comparado ao dos refrigerantes puros. Os ciclos FTVI e VCC também foram comparados. Para cada composição testada, o ciclo foi otimizado para o COP máximo, atendendo a uma capacidade de refrigeração fixa (1 kW) para temperaturas dos fluidos de troca térmica de 8 °C a -4 °C no evaporador e 25 °C a 35 °C no condensador. O FTVI propiciou um aumento entre 4% e 36% do COP em comparação ao VCC operando nas mesmas condições. As misturas de refrigerantes apresentaram melhor desempenho que os respectivos fluidos puros para os pares Etano/Propano, Propano/Isobutano e Propano/n-Butano. Os melhores resultados nas condições testadas foram obtidos para o par Propano/n-Butano no FTVI, com COP máximo de 4,9 para a composição com 60% de Propano. Foi ainda realizada uma análise econômica preliminar dos sistemas, que foram otimizados para o custo anual mínimo. Nesta segunda parte do estudo a capacidade de refrigeração considerada foi de 1 MW. O menor custo anual foi obtido para o ciclo FTVI operando com a mistura Propano/n-Butano 20%.

Palavras chave: Refrigeração; Simulação por Computador; Otimização; Hidrocarbonetos; Mistura

ABSTRACT

The use of hydrocarbons as refrigerants has regained the interest of researchers and industries in the last ten years because of increasing restrictions to the use of halogenated fluids. Hydrocarbons do not deplete the ozone layer and allow good cycle performance. Besides this, the need to reduce energy consumption leads to a constant search for optimizing the operation of refrigeration cycles, which are major consumers of electrical energy in many processes industries, especially in the food industry. In this work, two alternatives to approach these issues were combined: the use of hydrocarbon mixtures as refrigerant and the modification of a conventional vapor compression cycle (VCC) by adding a second compression stage and a flash tank for vapor injection between compression stages (FTVI). Using process simulator Aspen HYSYS®, eight different pair of mixed refrigerants involving ethane, propane, isobutane, n-butane and CO₂ with different compositions were explored and compared to the performance of a pure refrigerant. FTVI and VCC cycles were compared as well. For each composition tested the cycle was optimized for the highest COP, while attending a fixed refrigeration capacity of 1 kW for a heat exchange fluid temperatures of 8 °C to -4 °C in the evaporator and 25 °C to 35 °C in the condenser. FTVI led to a COP improvement from 4% to 36% when compared to the VCC at the same conditions. Mixed refrigerants presented a better performance than the pure ones for the pairs ethane/propane, propane/isobutane and propane/n-butane. The best results for the tested conditions were obtained for propane/n-butane in the FTVI cycle, with maximum COP (4.9) for the composition 60/40 wt%. Later, a preliminary economic analysis of the cycles was presented and they were then optimized for minimal annual cost. For this second part of the study, the considered refrigeration capacity was 1 MW. The smallest annual cost was obtained for FTVI system, operating with propane/n-butane 20/80 wt% refrigerant mixture.

Keywords: Refrigeration; Simulation; Optimization; Hydrocarbons; Mixtures.

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A - área

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning

Bep – Barril equivalente de petróleo

C - Custo

CFC –Clorofluorcarboneto

CR – Razão de compressão (*Compression Ratio*)

COP – Coeficiente de Desempenho (*Coefficient of Performance*)

D - diâmetro

Dif. – Diferença entre valores comparados

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

FRC – Fator de recuperação de capital

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

GWP - Potencial de aquecimento global (*Global Warming Potential*)

HC - Hidrocarboneto(s)

HCFC- Hidrofluorcarboneto

HXVI - Ciclo de compressão com injeção de vapor com trocador de calor interno (*HeatExchanger Vapor Injection*)

HXF – Fluido de troca térmica ou refrigerante secundário

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

K - Coeficiente para cálculo da velocidade terminal de gotículas

LM - Ciclo de refrigeração de Lorenz-Meutzner

m - massa

\dot{m} - Vazão mássica

N – Tempo anual de funcionamento do sistema

NARM - Mistura não azeotrópica de refrigerantes (*Non Azeotropic Refrigerant Mixture*)

ODP - Potencial de destruição da camada de ozônio (*Ozone Depletion Potential*)

P - Pressão

Q_F - Calor

Sh - Superaquecimento

T - Temperatura

Tep – Tonelada equivalente de petróleo

TEWI - Impacto equivalente total de aquecimento global (*Total Equivalent Warming Impact*)

U – Coeficiente global de troca térmica

u - Velocidade terminal de deposição de gotículas (tanque flash)

V - Volume

VCC – Ciclo de compressão de vapor (*Vapor Compression Cycle*)

VLE – Equilíbrio Líquido-Vapor (*Vapor Liquid Equilibrium*)

W - Trabalho realizado pelo compressor sobre o fluido refrigerante

x_{inj} – fração de injeção

Z – Fator de compressibilidade

Δh_{vap} – Entalpia de vaporização

ΔT_{min} – Menor diferença de temperatura entre o refrigerante e o fluido de troca térmica no trocador de calor

ΔT_{refr} – Diferença entre as temperaturas de entrada e saída do refrigerante ao longo do trocador de calor

ΔT_{HXF} – Diferença entre as temperaturas de entrada e saída do fluido de troca térmica ao longo do trocador de calor

η – Eficiência isentrópica

μ_{CO_2} – Emissão de CO_2 na geração de energia elétrica

ρ - Densidade

ω – Fator acêntrico

ϕ – Fator multiplicador para estimativa de custos

Índices:

$_{\text{amb}}$ - Ambiental

BC – Bomba de calor

EE – Energia elétrica

F – Fonte fria

$_{\text{inst}}$ – Instalação

$_{\text{man}}$ – Manutenção

$_{\text{máx}}$ - Máximo

$_{\text{min}}$ – Mínimo

$_{\text{norm}}$ - Normalizado

Q – Fonte quente

R – Refrigerador

g - gás

Sumário

1.	Capítulo 1: Introdução.....	16
1.1.	Contextualização.....	16
1.2.	Objetivos	20
2.	Capítulo 2 - Fundamentação teórica.....	23
2.1.	Ciclos de refrigeração	23
2.1.1.	Ciclo de Refrigeração de Carnot	24
2.1.2.	Ciclo de Lorenz	26
2.1.3.	Ciclo de Refrigeração Por Compressão de Vapor	27
2.1.4.	Ciclos alternativos de compressão de vapor.....	28
2.2.	Refrigerantes.....	34
2.2.1.	Gás carbônico.....	36
2.2.2.	Hidrocarbonetos.....	38
2.2.3.	Mistura de refrigerantes	40
2.3.	Estudo de caso: indústria de cerveja.....	43
3.	Capítulo 3 - Revisão da literatura.....	47
3.1.	Ciclos de refrigeração com injeção de vapor	47
3.2.	Uso de refrigerantes alternativos.....	49
3.3.	Avaliação econômica de ciclos de refrigeração.....	56
4.	Capítulo 4 - Metodologia.....	60
4.1.	Modelagem do sistema	60

4.2.	Fluidos refrigerantes.....	64
4.3.	Validação do modelo.....	65
5.	Capítulo 5: Validação das simulações	67
5.1.	Validação de dados termodinâmicos.....	67
5.2.	Validação da simulação	74
6.	Capítulo 6 – Análise paramétrica	77
6.1.	Metodologia.....	77
6.2.	Resultados e discussão	77
6.2.1.	Definição das temperaturas de referência	78
6.2.2.	Etano e Propano	79
7.	Capítulo 7 – Otimização do sistema – COP máximo	90
7.1.	Metodologia.....	90
7.2.	Resultados e discussão	93
7.2.1.	Conjunto A de temperaturas de referência	95
7.2.2.	Conjunto B de temperaturas de referência - comparação...	109
7.2.3.	Análise de sensibilidade.....	110
7.3.	Conclusões.....	111
8.	Capítulo 8 – Análise econômica preliminar e minimização de custo.....	113
8.1.	Introdução	113
8.2.	Metodologia.....	113
8.2.1.	Funções de custo.....	114

8.2.2.	Otimização	120
8.3.	Resultados e discussão	121
8.3.1.	Análise econômica dos cenários de COP máximo.....	122
8.3.2.	Otimização para custo mínimo.....	127
8.3.3.	Otimização da composição	140
8.4.	Conclusões.....	142
9.	Capítulo 9 - Conclusões Gerais	145
10.	Referências Bibliográficas	151
11.	APÊNDICE A	159
12.	APÊNDICE B	178

Capítulo 1: Introdução

1.1. Contextualização

Os sistemas de refrigeração e condicionamento de ar têm grande importância nos âmbitos residencial, comercial e industrial, e são também responsáveis por uma parcela significativa do consumo de energia elétrica no mundo. Estima-se que até 15% da capacidade mundial de geração de energia é consumida para fins de refrigeração (COULOMB, 2008). Este grande consumo motiva a busca constante de otimização energética desses sistemas, uma vez que mesmo melhoras relativamente pequenas de desempenho podem ter um impacto significativo. A redução do consumo de energia leva à diminuição de gastos e pode reduzir o custo dos produtos quando se tratam dos setores comercial e industrial. No entanto, deve ser considerado que esta redução pode ser relativa - e não absoluta, devido às tendências de aumento tanto do custo da energia quanto da capacidade de refrigeração necessária.

No gráfico apresentado na Figura 1-1, baseado na série histórica completa do Balanço Energético Nacional referente ao ano de 2014, pode ser observada a tendência geral de aumento tanto do preço médio (considerando todos as fontes de energia), quanto do preço de eletricidade industrial e residencial ao longo do tempo. Os valores anuais são apresentados em dólar por barril equivalente de petróleo (bep) e foram tomados em dólar corrente convertido a dólar constante de 2010 pelo IPC dos Estados Unidos.

A indústria de alimentos e bebidas foi responsável por 26,2% do consumo total de energia no Brasil em 2006 e 11,8% do consumo de energia elétrica. Excluindo-se a fabricação de açúcar, que usa principalmente o bagaço de cana como fonte energética, a energia elétrica é a fonte cujo uso mais cresce no âmbito das indústrias de alimentos e bebidas, como pode ser verificado na Figura 1-2. A refrigeração está entre os principais usos finais de energia nesse setor, apresentando ainda baixo rendimento de conversão. Na Tabela 1-1 são apresentados os dados de consumo de energia por tipo de uso, comparando-se o

gasto final com a energia útil. O consumo é dado em toneladas equivalentes de petróleo (tep). De acordo com (ESSLINGE, 2009), em uma cervejaria, o percentual de energia elétrica requerido pelos sistemas de refrigeração representa 26,1% do total, como apresentado na Figura 1-3.

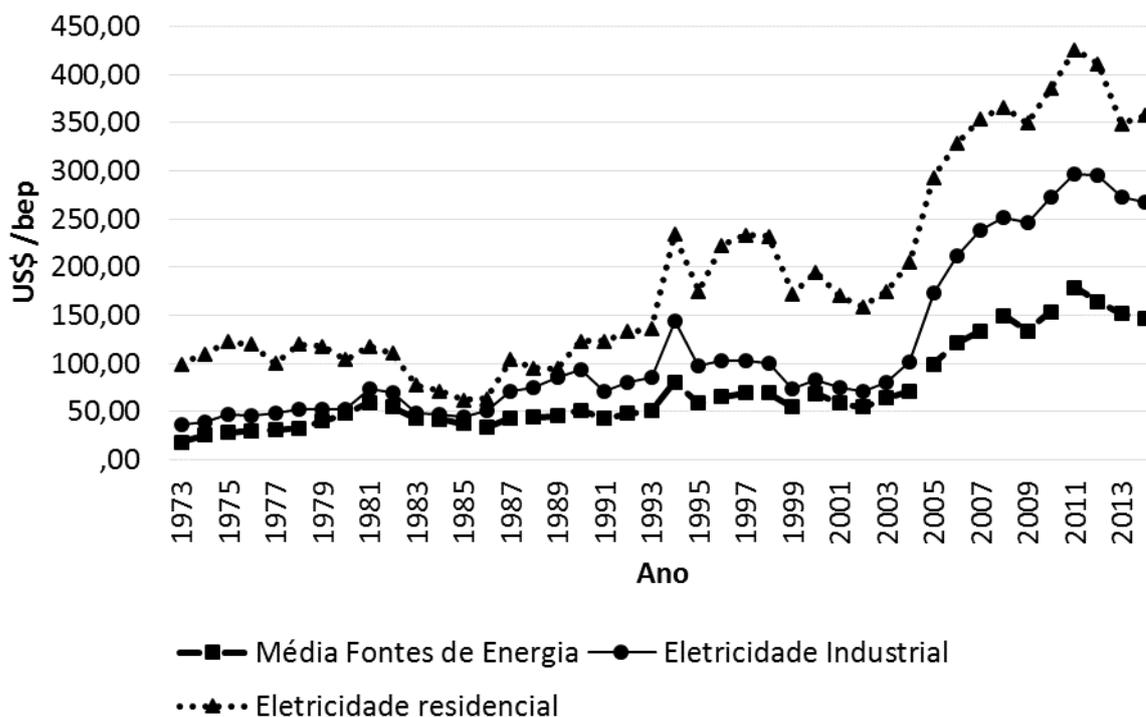


Figura 1-1 – Preço corrente de energia no Brasil ao longo do tempo. [Adaptado de: <https://ben.epe.gov.br/BENSeriesCompletas.aspx>]

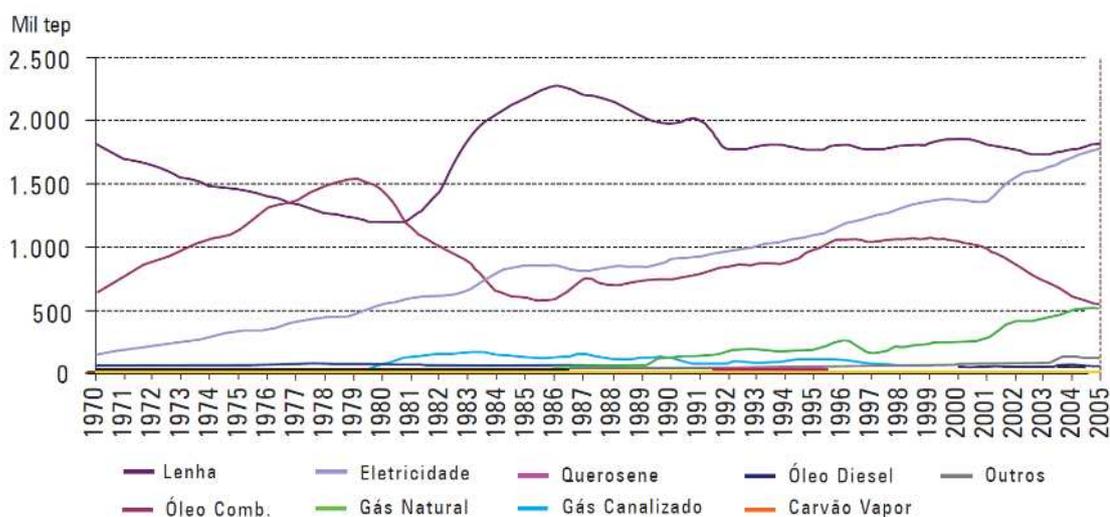


Figura 1-2 - Consumo, de 1970 a 2005, das fontes de energia utilizadas na indústria de alimentos e bebidas no Brasil, excluindo-se a fabricação de açúcar (ROCHA; BAJAY; GORLA, 2010).

Tabela 1-1 - Consumo de energia final, de energia útil e rendimento de conversão, por usos finais, na indústria de alimentos e bebidas em 2004[adaptado de (ROCHA; BAJAY; GORLA, 2010)].

Usos finais	Alimentos e bebidas, excluindo a fabricação de açúcar		
	E. Final (Mil tep)	E. Útil (Mil tep)	Rend. (%)
Força motriz	555,9	452,4	81,4
Calor de processo	1944,7	1598,2	82,2
Aquecimento direto	1434,9	752,1	52,4
Refrigeração	484,7	362,6	74,8
Iluminação	58,5	14,0	24,0
Eletroquímica	9,7	0,0	0,0
Outros	4,4	4,4	100,0
Total	4492,8	3183,8	70,9



Figura 1-3 - Alocação de energia elétrica em uma cervejaria [adaptado de (ESSLINGE, 2009)].

Outra motivação da busca por sistemas de refrigeração mais eficientes está relacionada a questões ambientais. A principal contribuição dos sistemas de refrigeração para a emissão de GHG (gases de efeito estufa do inglês – “greenhouse-gas”) é devida ao consumo de energia desses sistemas e não ao

vazamento de gases refrigerantes. Isso se deve a que muitas das fontes de obtenção de energia estão diretamente relacionadas ao consumo de combustíveis fósseis, acarretando emissões que não são percebidas diretamente no estudo do sistema de refrigeração. A parcela devida ao consumo de energia varia entre 70% e 98% da emissão de GHG, dependendo do tipo de aplicação do sistema (MARCH CONSULTING GROUP, 1998). Este fato levou à criação de indicadores como o TEWI (do inglês *Total Equivalent Warming Impact*), que contabiliza a emissão equivalente de CO₂ relativa à contribuição direta, através de emissões do próprio refrigerante e indireta, através do consumo de energia; e o LCCP (do inglês *Life-Cycle Climate Performance*), que adiciona ainda as emissões diretas e indiretas associadas à obtenção do fluido refrigerante (ASHRAE, 2009).

A busca por sistemas de refrigeração mais eficientes e menos agressivos ao meio ambiente envolve diversas linhas de pesquisa, como:

- Ciclos alternativos;
- Novos fluidos refrigerantes;
- Projeto de equipamentos (compressores, válvulas, trocadores de calor, etc.);
- Controle do ciclo.

As pesquisas relacionadas aos fluidos refrigerantes são motivadas pela necessidade de redução do impacto ambiental causado diretamente pelos fluidos tradicionalmente utilizados. Em 1974 Rowland e Molina propuseram a teoria de destruição da camada de ozônio pelos CFCs (clorofluorcarbonetos), trabalho pelo qual ganharam o prêmio Nobel em 1995. A partir desta descoberta, criou-se um índice para classificar as substâncias de acordo com seu potencial de destruição da camada de ozônio, o ODP (do inglês, "*ozone depletion potential*"). Em 1987 foi assinado o "Protocolo de Montreal Sobre Substâncias que Degradam a Camada de Ozônio", que entrou em vigor em 1991 e cujas resoluções sofreram uma série de modificações em novas reuniões dos signatários desde então (UNEP- OZONE SECRETARIAT, 2006).

Além da destruição da camada de ozônio, o aquecimento global é potencializado pela concentração de determinados gases na atmosfera. O Protocolo de Kyoto, assinado em 1997 e em vigor desde 2005, determina a redução progressiva de gases que contribuem para o efeito estufa – os GHG. O GWP (do inglês – “*global warming potential*”) é o indicador do quanto um gás contribui para o aquecimento global.

As crescentes restrições a classes de substâncias como os CFCs, HCFCs e HFCs, impostas a partir dos protocolos de Montreal e Kyoto determinam a busca por substitutos para estes fluidos no âmbito da refrigeração. Os novos refrigerantes devem combinar, além de ODP e GWP os mais baixos possível, boas características de toxicidade, inflamabilidade e propriedades termodinâmicas adequados à aplicação, de forma a proporcionar alta eficiência do ciclo. Também devem ser considerados critérios de compatibilidade com equipamentos e custo.

Nesse contexto, refrigerantes naturais (como NH_3 e CO_2) e hidrocarbonetos têm sido explorados por possuírem ODP zero e GWP baixo e o uso de misturas de refrigerantes se torna atrativo, por possibilitar o ajuste das propriedades desejadas.

Nas próximas seções serão apresentados os ciclos de refrigeração relacionados à pesquisa de mestrado proposta, assim como os fluidos refrigerantes a serem estudados.

1.2. Objetivos

Nesta seção é apresentado o objetivo geral proposto para a pesquisa de mestrado e os objetivos específicos planejados para cumpri-lo.

O objetivo geral desta dissertação de mestrado é avaliar o potencial de misturas de hidrocarbonetos e CO_2 como refrigerantes em um ciclo de refrigeração de compressão com injeção de vapor e tanque flash (FTVI – do inglês “*flash tank vapor injection*”) e determinar as condições ótimas de operação do ciclo.

Estas condições ótimas estão relacionadas com o refrigerante usado e com a aplicação do sistema, que impõe limites às temperaturas de evaporação e condensação. Os ciclos serão avaliados com relação à aplicação em sistemas de refrigeração para a indústria de cerveja, sendo buscadas as condições operacionais que ofereçam melhor desempenho energético e econômico dentro das limitações consideradas para os equipamentos (especificadas na metodologia).

Para atingir esse objetivo geral, os seguintes objetivos específicos são propostos:

- Conhecer os trabalhos já publicados sobre o assunto e validar a relevância do trabalho proposto, a partir da revisão bibliográfica;
- Simular os ciclos estudados;
- Validar a simulação por comparação com dados publicados por outros autores;
- Implementar as diversas condições de operação propostas;
- Analisar os resultados obtidos;
- Otimizar a operação do sistema estudado para o máximo coeficiente de desempenho;
- Otimizar a operação do sistema estudado para o menor custo de instalação e operação.

Serão exploradas misturas dos refrigerantes Etano, Propano, Isobutano, n-Butano e CO₂, variando a composição das mesmas. O desempenho termodinâmico dos sistemas será avaliado por meio do COP (do inglês “*coefficient of performance*”) do ciclo. Outros fatores de avaliação, tais como o fluxo total de refrigerante, a área dos trocadores de calor e a razão de compressão em cada compressor serão levados em conta para a análise do sistema.

A revisão bibliográfica realizada mostrou que os objetivos propostos são pertinentes. A otimização de ciclos de refrigeração, apesar de não ser um tema novo, continua muito necessária e devido às inúmeras aplicações, confirmando o que foi apontado pelo cenário apresentado na Introdução. As pesquisas envolvendo hidrocarbonetos e suas misturas são numerosas, indicando a forte tendência de

buscar nesse tipo de fluido a substituição para os refrigerantes com uso restrito devido a questões ambientais. Os ciclos com injeção de vapor são uma aposta bastante atual para o aumento da eficiência em sistemas de refrigeração e bombas de calor e mais pesquisas são necessárias para que seja viável utilizá-los amplamente em aplicações domésticas, comerciais e industriais.

Nos próximos capítulos serão apresentados os fundamentos teóricos do tema, algumas publicações relacionadas, a metodologia proposta para alcançar os objetivos da pesquisa e os resultados obtidos.

Capítulo 2 - Fundamentação teórica

2.1. Ciclos de refrigeração

Nesta seção serão tratados os fundamentos termodinâmicos dos ciclos de refrigeração, sendo apresentados dois ciclos que são usados como referência e dois tipos de ciclos com injeção de vapor. O objetivo é permitir ao leitor situar o FTVI – foco deste trabalho – no contexto dos ciclos de refrigeração.

Um **refrigerador** é um dispositivo cíclico que retira calor de uma região mais fria, transferindo-o para uma região mais quente à custa de trabalho. Uma **bomba de calor** é essencialmente o mesmo; a diferença entre um e outro é o objetivo: no refrigerador o interesse é resfriar um fluido (utilidade fria) ou um ambiente, retirando calor deste, enquanto na bomba de calor o foco é aquecer.

O desempenho de um ciclo é avaliado de acordo com o seu objetivo, sendo o coeficiente de performance (COP) calculado para a refrigeração ou o aquecimento de acordo com a Equação (2-1) e a Equação (2-2), respectivamente. Estes coeficientes se relacionam de acordo com a Equação (2-3) (ÇENGEL; BOLES, 2006).

$$COP_R = \frac{\text{Efeito de resfriamento}}{\text{Entrada de trabalho}} = \frac{Q_F}{W} \quad 2-1$$

$$COP_{BC} = \frac{\text{Efeito de aquecimento}}{\text{Entrada de trabalho}} = \frac{Q_Q}{W} \quad 2-2$$

$$COP_{BC} = COP_R + 1 \quad 2-3$$

Em que R se refere ao refrigerador, BC à Bomba de Calor; Q_F é o calor retirado da fonte fria, Q_Q é o calor entregue à fonte quente e W se refere ao trabalho realizado pelo compressor sobre o fluido refrigerante.

Existe uma grande diversidade de ciclos e sistemas de refrigeração, alguns dos quais estão relacionados no diagrama da Figura 2-1 com o objetivo de situar o ciclo de refrigeração de compressão com injeção de vapor e tanque flash (FTVI), que será explorado neste trabalho.

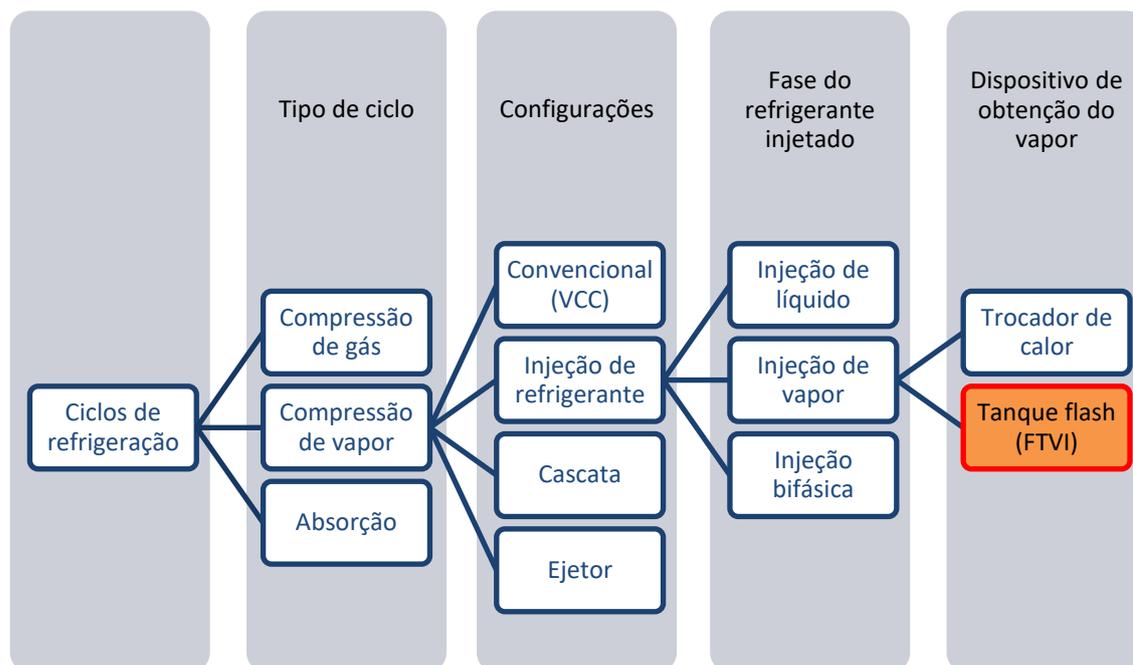


Figura 2-1 - Exemplos de tipos de ciclos de refrigeração e situação do ciclo estudado entre eles.

A seguir, será apresentado o funcionamento dos ciclos de refrigeração de Carnot e de Lorenz, que são ciclos reversíveis de referência, e detalhados os ciclos de compressão de vapor convencional e com injeção de vapor.

2.1.1. Ciclo de Refrigeração de Carnot

O ciclo de Carnot, referência para ciclos de potência, é um ciclo reversível. Considerando que os processos do ciclo de Carnot ocorram na ordem e em sentido inverso, ele se torna um ciclo de refrigeração. Este ciclo, conhecido como refrigerador de Carnot, é representado esquematicamente na Figura 2-2. Em um diagrama qualitativo T-s, apresentado na mesma figura, pode-se observar que o ciclo ocorre dentro dos limites de saturação do fluido (ÇENGEL; BOLES, 2006).

No refrigerador de Carnot as trocas térmicas (1-2 e 3-4) ocorrem isotermicamente, enquanto a compressão (2-3) e a expansão (4-1) se dão de forma isentrópica. Este é o ciclo de refrigeração mais eficiente operando entre duas temperaturas (T_Q e T_F), podendo servir de referência para avaliação de ciclos de refrigeração reais. Os coeficientes de desempenho relativos a ele podem ser calculados pela Equação (2-4) e pela Equação (2-5) (ÇENGEL; BOLES, 2006).

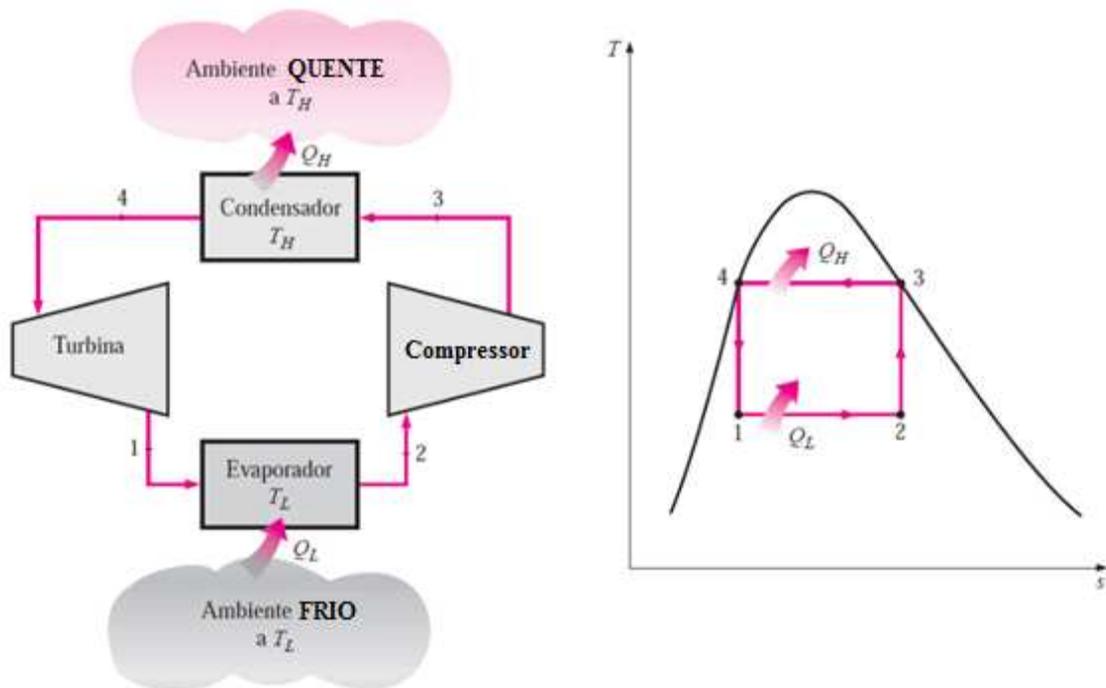


Figura 2-2 - Representação esquemática de um refrigerador de Carnot e diagrama T-s correspondente (ÇENGEL; BOLES, 2006).

$$COP_{R,Carnot} = \frac{T_F}{T_Q - T_F} \quad 2-4$$

$$COP_{BC,Carnot} = \frac{T_Q}{T_Q - T_F} \quad 2-5$$

Apesar de o ciclo de Carnot reverso apresentar a maior eficiência possível não é viável buscar aproximar os refrigeradores reais desse ciclo, pois seriam necessários um compressor e uma turbina que funcionassem com alta eficiência para misturas de líquido e vapor (ÇENGEL; BOLES, 2006). Além disso, para considerar a operação de um ciclo de Carnot em um sistema de refrigeração são adotadas duas simplificações que muitas vezes não condizem com os sistemas reais. A primeira é que os fluidos de troca térmica no condensador e no evaporador não têm sua temperatura alterada pelo calor cedido ou retirado pelo fluido refrigerante. A segunda, é que não há nenhuma resistência à troca térmica nos trocadores de calor, dessa forma, a temperatura do refrigerante seria igual à do fluido de troca térmica no evaporador e no condensador (ASHRAE, 2009).

Na busca por sistemas de refrigeração mais eficientes, adequados às diversas situações de aplicação, muitos outros ciclos foram propostos, como o de Brayton, o de Stirling e o de refrigeração por absorção, que não fazem parte do escopo deste trabalho. Há ainda o ciclo de Lorenz, apresentado no tópico 2.1.2 e o ciclo de compressão de vapor, descrito no tópico 2.1.3, que é o mais amplamente utilizado em sistemas de refrigeração com aplicações domésticas, comerciais e industriais.

2.1.2. Ciclo de Lorenz

Outro ciclo de refrigeração reversível é o ciclo de Lorenz. Em comparação com o ciclo de Carnot, ele é mais adequado nos casos em que a fonte quente e a fonte fria sofrem variações de temperatura devido às trocas térmicas. O ciclo de Lorenz opera entre dois fluidos de capacidade térmica finita e constante. Porém é mantida a premissa de que não há resistência à troca térmica, considerando-se que a temperatura do fluido refrigerante se iguala à do fluido de troca térmica em cada trocador de calor (ASHRAE, 2009).

O diagrama de temperatura e entropia relativo a este ciclo é apresentado na Figura 2-3. Os processos (1-2) e (3-4) são, respectivamente, a compressão e a expansão do fluido refrigerante, ambas isentrópicas. As trocas térmicas ocorrem no evaporador (4-1) e no condensador (2-3) à pressão constante, mas com variação da temperatura.

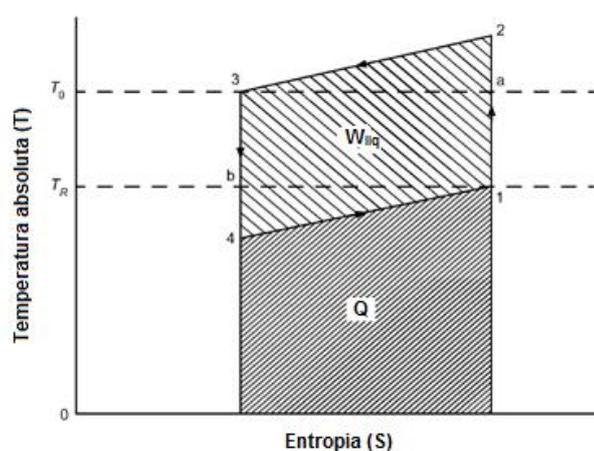


Figura 2-3 - Diagrama T-s de um ciclo de Lorenz [adaptado de (ASHRAE, 2009)]

Um ciclo de Carnot equivalente operaria entre os pontos 1-a-3-b, apresentando maior capacidade de resfriamento, menor trabalho e, portanto, maior COP - como seria esperado. Porém o ciclo de Lorenz é um ciclo reversível mais próximo da realidade de muitos sistemas de refrigeração, podendo servir também de referência para a busca de ciclos mais eficientes (ASHRAE, 2009).

2.1.3. Ciclo de Refrigeração Por Compressão de Vapor

Levando em conta as limitações dos equipamentos e sua maior simplificação o ciclo reverso de Carnot se torna o ciclo de refrigeração por compressão de vapor (do inglês “*vapor compression cycle*” - VCC), que é ilustrado na Figura 2-4. Neste ciclo a expansão do fluido refrigerante se dá em um dispositivo de estrangulamento, como uma válvula ou um tubo capilar. Apesar de aumentar a irreversibilidade no ciclo, a eliminação da turbina traz uma grande simplificação e redução de custos. Outra diferença em relação ao refrigerador de Carnot é que o refrigerante é totalmente vaporizado no ponto 1, permitindo que o compressor trabalhe com apenas uma fase. Um VCC ideal é composto por quatro processos, descritos a seguir e representados no diagrama T-s na Figura 2-4 (ÇENGEL; BOLES, 2006).

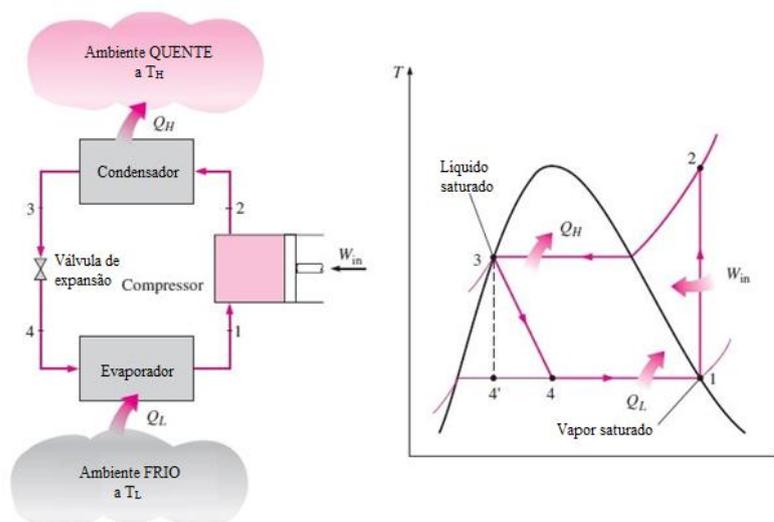


Figura 2-4- Representação esquemática e diagrama T-s do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor (VCC) (ÇENGEL; BOLES, 2006).

(1-2) Compressão isentrópica em um compressor, partindo do estado de vapor saturado e alcançando vapor superaquecido;

(2-3) Resfriamento à pressão constante, cedendo calor para a fonte quente, até o estado de líquido saturado;

(3-4) Expansão isentálpica em um dispositivo de estrangulamento, levando a uma mistura de fases;

(4-1) Aquecimento à pressão constante, retirando calor da fonte fria, até o estado de vapor saturado.

Na realidade, porém, os ciclos de refrigeração por compressão de vapor funcionam com algumas não-idealidades que reduzem sua eficiência. Nos trocadores de calor a perda de carga impede que o processo seja realizado à pressão constante; os efeitos de atrito no compressor impossibilitam a compressão isentrópica. Além disso, é muito difícil o controle preciso da entalpia do fluido refrigerante de forma a garantir os estados de vapor e líquido saturado nos pontos 1 e 3, respectivamente – geralmente são observados pequenos graus desubresfriamento e superaquecimento nesses pontos. Atualmente são estudados ciclos de compressão de vapor com diversas modificações, que visam aumentar sua eficiência. Um exemplo são os ciclos com injeção de refrigerante, apresentados na seção 2.1.4.

2.1.4. Ciclos alternativos de compressão de vapor

O grande objetivo da pesquisa de ciclos alternativos de compressão de vapor é o de alcançar uma maior eficiência termodinâmica nos sistemas de refrigeração e bombas de calor. Estes ciclos são, portanto, mais complexos que o VCC descrito no item 2.1.3, porém apresentam também melhor desempenho em relação a ele. Algumas das configurações mais exploradas atualmente são ciclos em cascata, com ejetor e com injeção de refrigerante. Estes últimos se dividem ainda de acordo com a fase do refrigerante injetado (injeção de vapor, de líquido ou bifásica) e com o dispositivo de obtenção do vapor (trocador de calor ou tanque flash)

conforme esquematizado na Figura 2-1. Nesta seção serão apresentados os ciclos de refrigeração com injeção de refrigerante.

Nos ciclos de compressão de vapor com injeção, o refrigerante proveniente do condensador é injetado na câmara do compressor, em sua linha de sucção, entre dois estágios de compressão (compressão de múltiplos estágios) ou ainda na corrente de entrada do próprio condensador. De acordo com Xu *et al.* esta técnica leva comprovadamente a um melhor desempenho do sistema, sem comprometer sua confiabilidade de operação (XU; HWANG; RADERMACHER, 2011).

A injeção de refrigerante líquido tem como objetivo reduzir a temperatura de descarga do compressor. Principalmente para sistemas com elevada razão de compressão esta temperatura pode chegar a ser excessivamente alta levando à potencial degradação química do óleo lubrificante, o que impede a operação confiável do sistema (XU; HWANG; RADERMACHER, 2011).

A injeção de vapor de refrigerante, por sua vez, melhora a capacidade de resfriamento do sistema (ou aquecimento, no caso das bombas de calor) para um mesmo volume de curso do compressor, proporcionando ainda outros benefícios como maior capacidade em uma grande faixa de temperatura, modulação da capacidade do sistema pela variação do fluxo de refrigerante injetado e redução da temperatura de descarga do compressor (XU; HWANG; RADERMACHER, 2011).

A configuração do sistema de refrigeração com injeção de vapor depende da forma como o vapor é obtido. São encontrados na literatura ciclos com um trocador de calor interno - HXVI (do inglês "*heat exchanger vapor injection*") e com um vaso separador – FTVI (do inglês "*flash tank vapor injection*").

Na Figura 2-5 são apresentados um ciclo com HXVI e o respectivo diagrama qualitativo de pressão e entalpia (P-h). As etapas do ciclo podem ser descritas da seguinte forma:

- (1-2) Primeiro estágio de compressão em um compressor;

- (2-3 + 9-3) Mistura do vapor à pressão intermediária vindo da descarga do compressor de baixa (2) com o vapor saturado proveniente do trocador interno (9)
- (3-4) Segundo estágio de compressão em um compressor;
- (4-5) Resfriamento à pressão constante no condensador, cedendo calor para a fonte quente, até o estado de líquido saturado, que é separado em duas correntes (5a e 5b);
- (5b-8) Expansão isentálpicas em um dispositivo de estrangulamento (válvula de expansão 1), levando a uma mistura de fases;
- (8-9) Aquecimento à pressão constante, retirando calor da corrente (5b), até o estado de vapor saturado;
- (5a-6) Resfriamento à pressão constante no trocador de calor interno, cedendo calor à corrente (8), chegando a líquido sub-resfriado;
- (6-7) Expansão isentálpicas em um dispositivo de estrangulamento (válvula de expansão 2), levando a uma mistura de fases;
- (7-1) Aquecimento à pressão constante no evaporador, retirando calor da fonte fria, até o estado de vapor saturado.

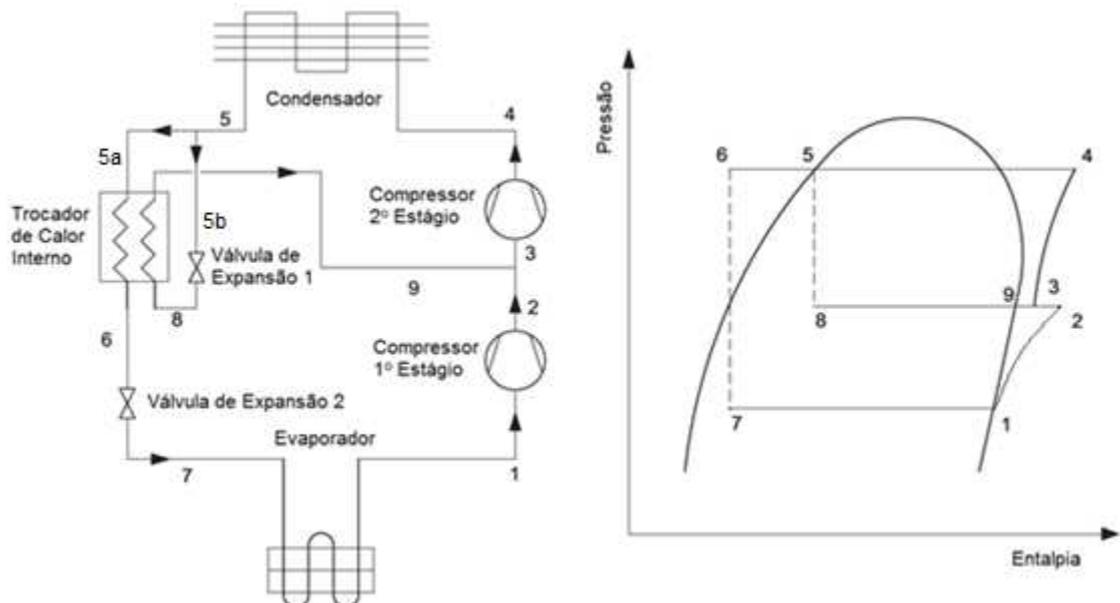


Figura 2-5 - Representação esquemática de ciclo de refrigeração com HXVI e o respectivo diagrama P-h [Modificada de (XU; HWANG; RADERMACHER, 2011)].

A configuração com o trocador de calor interno (ou sub-resfriador) apresenta maior capacidade específica de resfriamento que o VCC correspondente porque o sub-resfriamento prévio ao segundo estágio de expansão leva a uma maior diferença de entalpia do refrigerante antes (7) e depois (1) do evaporador (XU; HWANG; RADERMACHER, 2011). O aumento da diferença de calor específico no evaporador compensa a redução do fluxo de refrigerante devida à subtração da corrente para injeção, fazendo com que seja necessária uma menor potência do compressor para uma mesma capacidade de resfriamento (STOECKER, 1998).

Na Figura 2-6 são apresentados um FTVI de duplo estágio e seu diagrama qualitativo P-h. As etapas do ciclo podem ser descritas da seguinte forma:

- (1-2) Primeiro estágio de compressão em um compressor;
- (2-3 + 9-3) Mistura do vapor à pressão intermediária vindo da descarga do compressor de baixa (2) com o vapor saturado proveniente do tanque flash (9)
- (3-4) Segundo estágio de compressão em um compressor;
- (4-5) Resfriamento à pressão constante no condensador, cedendo calor para a fonte quente, até o estado de líquido saturado;
- (5-6) Expansão isentálpica em um dispositivo de estrangulamento (válvula de expansão 1), levando a uma mistura de fases;
- (6-7) Separação de fases no tanque flash, originando uma corrente de líquido saturado (7) e outra de vapor saturado (9) à pressão intermediária;
- (7-8) Expansão isentálpicas em um dispositivo de estrangulamento (válvula de expansão 2), levando a uma mistura de fases;
- (8-1) Aquecimento à pressão constante no evaporador, retirando calor da fonte fria, até o estado de vapor saturado.

O vapor formado após o primeiro estágio de expansão não contribuiria para o efeito de refrigeração no evaporador e sua retirada antes da passagem pela válvula de expansão 2 representa uma redução na potência necessária ao primeiro estágio do compressor, uma vez que este recebe um menor fluxo de refrigerante. Mantidos os níveis superior e inferior de pressão, a remoção do vapor de flash

possibilita uma maior diferença de entalpia entre a entrada (8) e a saída (1) do evaporador, compensando a redução do fluxo refrigerante nessa corrente, assim como no caso do HXVI.

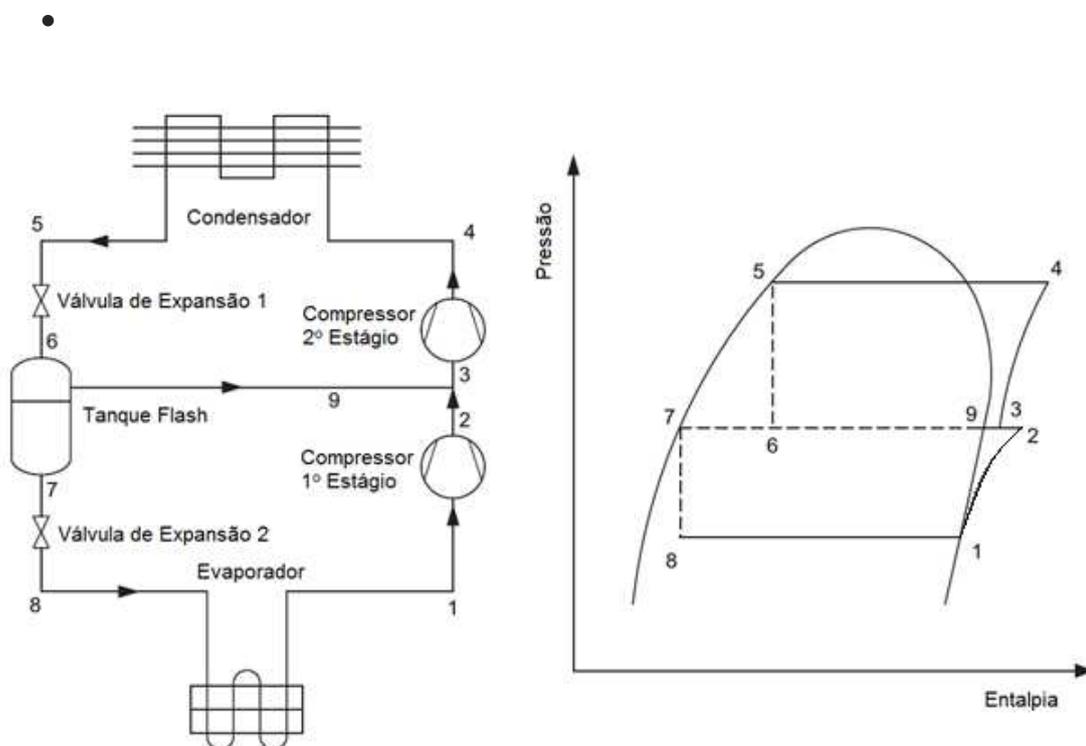


Figura 2-6 - Representação esquemática de FTVI e o respectivo diagrama P-h [Modificada de(XU; HWANG; RADERMACHER, 2011)].

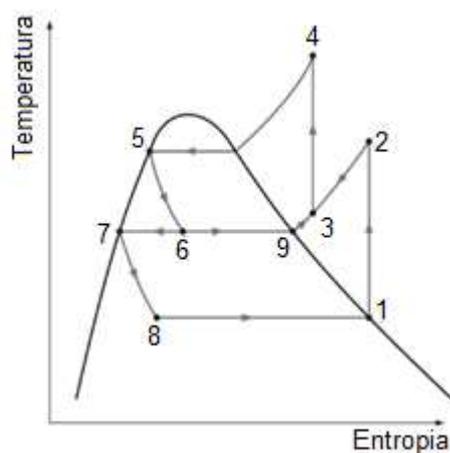


Figura 2-7 - Diagrama qualitativo T-s do FTVI [Adaptado de (ÇENGEL; BOLES, 2006)].

A economia de energia proporcionada pela redução na potência do ciclo de refrigeração em dois estágios com injeção de vapor depende das características

do fluido e das temperaturas de operação do ciclo. Na Figura 2-8 essa relação é apresentada para alguns fluidos refrigerantes.

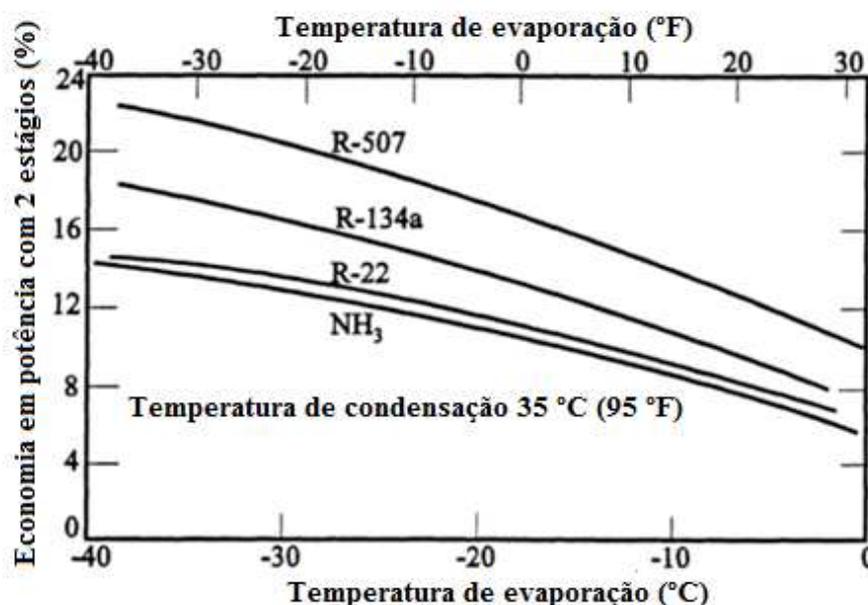


Figura 2-8 - Porcentagem de economia na potência de compressão de sistemas de dois estágios com injeção de vapor em comparação com sistemas de um estágio. (STOECKER, 1998)

As vantagens da injeção de vapor para o ciclo de refrigeração por compressão são essencialmente as mesmas para o HXVI e o FTVI quando se consideram os ciclos ideais. A comparação entre estas duas configurações levando em conta as não idealidades de operação, além de fatores relativos à viabilidade de implantação (custo, disponibilidade de equipamentos, flexibilidade de operação, etc.) despertou o interesse de diversos pesquisadores e foi realizada com diferentes focos e metodologias. Os resultados não apontam de forma unânime uma melhor configuração, o que indica que para diferentes aplicações uma ou outra forma de obtenção de vapor para injeção pode levar a melhores resultados. Em seu artigo de revisão do assunto, Xu *et al.* apontam que o FTVI usualmente apresenta melhor desempenho (maior COP e capacidade de refrigeração) em relação do HXVI devido ao menor superaquecimento resultante dessa forma de obtenção de vapor de refrigerante para injeção (XU; HWANG; RADERMACHER, 2011). Outra vantagem desse tipo de configuração é o custo, que é menor para um tanque flash do que para um trocador de calor adicional no sistema.

Por outro lado, observou-se que o HXVI apresenta uma maior faixa operacional de injeção de refrigerante. Os autores também apontaram uma maior dificuldade de controle do FTVI, indicando o desafio de se desenvolver uma estratégia de controle para esse tipo de ciclo que não seja demasiado cara, prejudicando a viabilidade econômica do sistema.

Foi apresentado o ciclo de refrigeração por compressão com injeção de vapor e tanque flash, seu princípio de funcionamento e as vantagens que essa configuração pode oferecer em relação ao ciclo convencional de compressão de vapor. Na seção seguinte continua-se a fundamentação teórica do trabalho, oferecendo subsídio para a compreensão da escolha dos fluidos refrigerantes explorados.

2.2. Refrigerantes

O histórico dos fluidos utilizados em sistemas de refrigeração, bem como os fatores que levaram ao favorecimento de um ou outro tipo de refrigerante serão apresentados nesta seção com o objetivo de contextualizar a tendência atual de adoção de novos fluidos, e a opção deste trabalho em investigar a aplicação de hidrocarbonetos e CO₂, puros e em misturas binárias. Serão também expostas as vantagens e restrições relativas ao uso destas substâncias em sistemas de refrigeração.

De uma forma geral, pode-se dizer que a água foi o primeiro fluido refrigerante utilizado pelo homem e até alguns séculos atrás as técnicas de refrigeração conhecidas envolviam gelo, evaporação da água, ou misturas de gelo com sal, por exemplo.

Um ciclo envolvendo mudanças de fase de um fluido volátil a diferentes pressões foi inicialmente proposto por Oliver Evans, em 1805, mas não chegou a ser construído nessa época. Vinte e cinco anos mais tarde, Jacob Perkins inventou e construiu uma máquina de compressão de vapor, projetada para trabalhar com éter-etil-sulfúrico. Surgia aí o conceito de fluido refrigerante como atualmente é utilizado (CALM, 2008).

De acordo com Calm, ao longo dos primeiros cem anos de desenvolvimento das tecnologias de refrigeração não havia muito critério para a seleção dos fluidos refrigerantes e eram utilizados aqueles solventes conhecidos que funcionassem, a despeito de suas características de inflamabilidade, toxicidade ou compatibilidade com os materiais construtivos do sistema, por exemplo. Os primeiros estudos de seleção de refrigerantes levando em consideração critérios como eficiência, compatibilidade e segurança foram feitos na década de 1920. Devido aos problemas decorrentes de vazamentos, na década seguinte iniciou-se uma busca mais sistemática por refrigerantes estáveis que não fossem tóxicos nem inflamáveis. O resultado foi a descoberta das excelentes propriedades dos CFCs, que passaram a ser amplamente utilizados, principalmente para sistemas de refrigeração de pequena escala, como os domésticos (CALM, 2008).

Na década de 1970, porém, a descoberta da relação entre a liberação de CFCs e a destruição da camada de ozônio levou à necessidade da substituição desses fluidos por outros, menos agressivos. Mais recentemente, a crescente preocupação com o aquecimento global tem feito com que sejam buscados refrigerantes que também não contribuam para o agravamento desse fenômeno. A evolução histórica das gerações de fluidos refrigerantes é ilustrada na Figura 2-9.

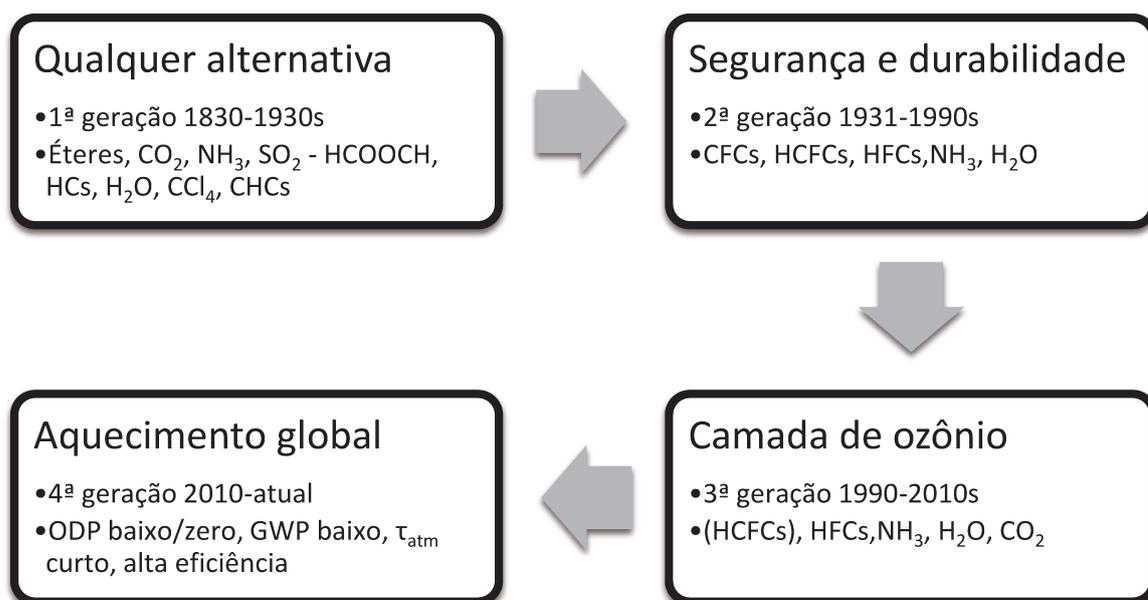


Figura 2-9 - Evolução dos fluidos refrigerantes [adaptado de (CALM, 2008)].

Atualmente são muitos os critérios de seleção de um fluido refrigerante e frequentemente as características desejadas são conflitantes entre si. Por esse motivo a escolha do melhor refrigerante está intrinsecamente ligada à aplicação, em função da qual são definidos os limites aceitáveis de cada propriedade. Entre os itens que devem ser avaliados há critérios operacionais (estabilidade, compatibilidade química com os materiais do sistema e fluidos lubrificantes, eficiência, viscosidade, etc.), de segurança (toxicidade e inflamabilidade), ambientais (ODP, GWP, TEWI...) e econômicos (custo, disponibilidade)(ASHRAE, 2009).

Segundo Calm, as restrições relativas ao impacto ambiental dos refrigerantes, crescentes nas últimas décadas, levam necessariamente ao uso de refrigerantes com piores propriedades de operação em relação àqueles anteriormente consolidados (CALM, 2008). Assim, os aumentos em eficiência alcançados com seu uso se devem a aprimoramentos nos equipamentos, no ciclo e em seu controle e seriam ainda maiores caso implementados com o uso dos refrigerantes anteriormente consagrados. Recordando que grande parte da contribuição dos sistemas de refrigeração para o aumento do aquecimento global vem de seu consumo energético, essa é uma questão a ser ponderada em relação à substituição de fluidos refrigerantes. Como tendências para a nova geração de refrigerantes o autor aponta NH_3 , CO_2 , hidrocarbonetos, éteres e olefinas como o R-1234yf, além da mistura entre diferentes fluidos.

No presente trabalho será estudado o desempenho de ciclos de refrigeração utilizando diversas combinações de gás carbônico (R744) e hidrocarbonetos (HC), portanto algumas características destes fluidos no papel de refrigerantes são apresentadas nas seções 2.2.1 e 2.2.2.

2.2.1. Gás carbônico

Do ponto de vista ambiental o gás carbônico é uma excelente alternativa para uso em sistemas de refrigeração, pois tem ODP zero e GWP de 1. De acordo com o relatório do IPCC (DEVOTTA et al., 2000), ele apresenta ainda uma série de vantagens, a saber:

- Boas propriedades termo físicas, levando a uma alta transferência de calor;
- Alta capacidade volumétrica;
- Não inflamável;
- Baixa toxicidade;
- Grande disponibilidade e baixo custo.

Devido a estas características o uso de CO₂ como fluido refrigerante tem crescido, sendo destacadas suas aplicações em sistemas de cascata (em geral em conjunto com a amônia), como refrigerante primário e secundário em sistemas industriais e comerciais e em bombas de calor para aquecimento de água (CALM, 2008; DEVOTTA et al., 2000).

O uso desse refrigerante em ar condicionado de veículos, no entanto, leva a sistemas mais complexos e pesados, sendo especialmente inadequado para carros pequenos e climas com altas temperaturas. Para este tipo de aplicação o tamanho do sistema de refrigeração é crítico, pois pode resultar em maior consumo de combustível (CALM, 2008).

Devido à sua baixa temperatura crítica, de 30,95 °C (POLING; PRAUSNITZ; O'CONNELL, 2000), o CO₂ é mais adequado para ciclos operando a baixas temperaturas. Devotta *et al.* apontam seu uso industrial com temperaturas de evaporação chegando ao mínimo de -52 °C, e temperaturas máximas de condensação de 5 °C (DEVOTTA et al., 2000).

Os sistemas de refrigeração em cascata utilizando amônia no ciclo de alta temperatura e CO₂ no de baixa temperatura têm ganhado espaço industrialmente. Porém esse tipo de sistema apresenta limitações em sua temperatura mínima, devido à alta pressão do CO₂ em seu ponto normal de ebulição e alto ponto de fusão.

2.2.2. Hidrocarbonetos

A possibilidade de uso de hidrocarbonetos (HC) como fluidos refrigerantes é conhecida desde o início do desenvolvimento dos sistemas de refrigeração por compressão. No entanto, desde que critérios de segurança passaram a ser adotados na seleção do refrigerante, este grupo teve seu uso muito reduzido por se tratarem de substâncias inflamáveis.

Com a necessidade de encontrar alternativas para a substituição dos refrigerantes halogenados, os HC voltaram a ser considerados, principalmente para refrigeradores domésticos. Em geral, estes fluidos apresentam propriedades termodinâmicas tão boas quanto aqueles, levando a eficiências semelhantes ou até superiores dos sistemas de refrigeração. Além disso, a compatibilidade dos HC com os materiais e equipamentos existentes favorece sua escolha como sucessores dos CFC e HCFC por exigir poucas modificações nos equipamentos (DEVOTTA et al., 2000). De acordo com Calm, a carga de refrigerante utilizada nos refrigeradores domésticas é pequena e, portanto, a inflamabilidade desses compostos não é considerada crítica para este uso (CALM, 2008). Entretanto a regulação a esse respeito ainda não é uniforme em todos os países. Na Europa o uso de hidrocarbonetos em refrigeradores domésticos é permitido e largamente difundido, enquanto nos EUA é proibido. Segundo Devotta *et al.* os HC têm ganhado espaço também nas aplicações industriais (DEVOTTA et al., 2000). Assim como o CO₂, esses refrigerantes também apresentam grande disponibilidade em todo o mundo e baixo custo.

A classificação de segurança dos hidrocarbonetos pela norma 34 da ASHRAE é A3: alta inflamabilidade e baixa toxicidade (ASHRAE STANDARD 34, 2013); essa classificação é adotada também pelas normas ISO 817 e BS EN378. Devido à sua inflamabilidade é necessário seguir medidas específicas de segurança no projeto dos equipamentos e nos procedimentos de instalação e manutenção. Essas medidas são relacionadas principalmente aos equipamentos elétricos, que devem ser adequados para não contribuir com o risco de incêndio e explosão em caso de vazamentos. Alguns exemplos de diretrizes do Reino Unido relacionadas ao

uso de fluidos inflamáveis na refrigeração são a BS EN 378 e o Código de Práticas para Refrigerantes A3 do Instituto de Refrigeração, ambos de aplicação mais relacionada ao uso comercial e industrial.

Corberán *et al.* apresentaram uma revisão das normas internacionais e europeias relativas ao uso de HC como refrigerantes, destacando as limitações de carga dos fluidos e tamanho mínimo do ambiente em que o sistema será instalado para cada condição de aplicação (CORBERÁN *et al.*, 2008).

No Reino Unido o aumento do uso de HC como refrigerante levou a ACRIB (do inglês *Air Conditioning and Refrigeration Industry Board*) a elaborar um guia com recomendações sobre seleção, instalação, uso e manutenção de sistemas de refrigeração e ar condicionado com refrigerantes hidrocarbonetos. Um dos pontos destacados é que é essencial usar sempre fluidos especificados para uso como refrigerante, uma vez que HC destinados ao uso comercial contém quantidades significativas de impurezas como enxofre e água, que podem comprometer o funcionamento e a durabilidade do sistema (ACRIB, 2001).

No Brasil têm sido promovidas diversas ações em prol da substituição dos refrigerantes prejudiciais ao meio ambiente, entre elas os Seminários “Difusão do Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado” e a publicação em 2015 do documento "Orientações para uso seguro de fluidos frigoríficos hidrocarbonetos" pelo Ministério do Meio Ambiente (COULBOURNE *et al.*, 2015).

Muitos pesquisadores estudaram o desempenho de refrigeradores projetados para funcionar com CFC ou HFC com a simples substituição (*drop in*) do fluido refrigerante, sendo que vários destes estudos envolvem hidrocarbonetos. No entanto, a maioria dos resultados relatados aponta a inviabilidade do uso dos hidrocarbonetos testados puros, devido a diferenças nas propriedades físicas destes em relação ao fluido para o qual o sistema foi projetado. Fatouh e El Kafafy assim como El Morsi, por exemplo, concluíram que propano puro não poderia ser utilizado como substituto direto do R134a por levar a altas pressões de operação e baixo COP, enquanto o butano puro requereria mudanças no compressor (EL-MORSI,

2015; FATOUH; KAFAFY, 2006). A vertente encontrada para solucionar essa questão está de acordo com a tendência apontada por Calm: adotar misturas de refrigerantes (CALM, 2008). As vantagens e os desafios do uso dessas misturas serão apresentados no tópico 2.2.3.

2.2.3. Mistura de refrigerantes

O uso de misturas de refrigerantes é explorado há bastante tempo, existindo inclusive diversas misturas encontradas comercialmente e que são incluídas na designação da ASHRAE. É o caso das séries R400 e R500, sendo a primeira relativa às misturas zeotrópicas e quase azeotrópicas e a segunda reservada para as azeotrópicas. Ao combinar mais de um fluido é possível obter um refrigerante com propriedades intermediárias em relação aos componentes puros, o que é especialmente útil na busca de substitutos para os já consagrados refrigerantes halogenados.

Como relatado no tópico 2.2.2, nas pesquisas de substitutos diretos (*drop in*) para os refrigerantes halogenados é frequente o estudo de misturas de refrigerantes. O que se busca é modular as propriedades da mistura variando sua composição, de forma a obter o desempenho mais próximo possível em relação ao refrigerante a ser substituído para que as alterações necessárias no equipamento existente sejam mínimas.

Propriedades das misturas

As misturas azeotrópicas são aquelas que não podem ser separadas em seus componentes puros por simples destilação. Elas não apresentam variação de temperatura nas mudanças de fase e se comportam como uma substância pura. Existem misturas de refrigerantes azeotrópicas binárias e ternárias, sendo que as últimas, apesar de mais raras, oferecem maior flexibilidade na seleção das propriedades desejadas (MOHANRAJ; MURALEEDHARAN; JAYARAJ, 2010). As misturas quase azeotrópicas têm propriedades parecidas, apresentando uma pequena variação de temperatura durante a mudança de fase (entre 0,2 e 0,6 °C). No entanto, para este tipo de mistura existe a possibilidade de vazamento

preferencial do componente mais volátil, levando à alteração da composição do refrigerante.

A maior parte das misturas de refrigerantes é zeotrópica. Esse tipo de mistura apresenta composições diferentes do líquido e do vapor em equilíbrio e sua mudança de fase à pressão constante ocorre com variação da temperatura e dessas composições. Além da possibilidade de ajustar as propriedades desejadas do refrigerante através da combinação de seus componentes, esse tipo de mistura oferece ainda um maior potencial de eficiência energética e modulação da capacidade do sistema de refrigeração. Sua principal desvantagem está relacionada à possibilidade de vazamento preferencial do componente mais volátil (MOHANRAJ; MURALEEDHARAN; JAYARAJ, 2010).

Usualmente a comparação entre ciclos é feita fixando-se a temperatura de evaporação e a de condensação. Porém, com a variação de temperatura ocorrida durante estes processos para as misturas zeotrópicas, não há uma só temperatura possível de ser adotada. Para comparar o desempenho de uma mistura de refrigerantes com o de outra ou com um refrigerante puro é necessário escolher quais os pontos dos processos de mudança de fase serão fixados e usados como referência. McLinden e Radermacher apresentam quatro opções para esta comparação, sendo que cada uma delas leva a diferentes resultados para o COP (MCLINDEN; RADERMACHER, 1987). Os autores apontam que os resultados comparativos são determinados pela escolha dos pontos de temperatura fixada e por esse motivo propõem uma comparação mais justa entre fluidos puros e misturas através da definição de outros parâmetros do sistema.

Com o uso de misturas zeotrópicas é possível buscar uma maior aproximação do ciclo de refrigeração de Lorenz, descrito no tópico 2.1.2. Ao tornar a variação de temperatura do refrigerante semelhante à variação ocorrida no fluido refrigerado (utilizando um trocador de calor contracorrente) a diferença média de temperatura pode ser diminuída sem alteração na diferença mínima. Isso faz com que a geração de entropia no processo de troca térmica diminua, reduzindo a irreversibilidade do ciclo e contribuindo para sua eficiência energética (MOHANRAJ; MURALEEDHARAN; JAYARAJ, 2010).

Outra forma de obter benefícios da variação da temperatura de ebulição da mistura de refrigerantes foi proposta por Lorenz e Meutzner em 1975, com aplicação em sistemas de refrigeração com duas temperaturas, como os refrigeradores domésticos com um compartimento de freezer. Convencionalmente, com o uso de refrigerantes puros, a mesma temperatura de evaporação deve atender aos dois compartimentos de temperaturas diferentes (geladeira e freezer). Dessa forma, a diferença de temperatura entre o refrigerante e a geladeira é muito grande e maior que o necessário para a troca térmica, resultando em grande geração de entropia. Os autores propuseram que seja utilizada uma mistura de refrigerantes e dois evaporadores em série, um para cada compartimento. Com esta configuração, a evaporação majoritária do componente mais volátil, a temperaturas mais baixas, propicia a refrigeração do freezer, enquanto a etapa final da evaporação, a maiores temperaturas, retira calor do compartimento de geladeira. Assim a diferença média de temperatura no evaporador é menor, o que reduz a geração de entropia e as irreversibilidades do sistema.

Quando se trata da operação de FTVI com mistura de refrigerantes há ainda mais possibilidades de variação no sistema, uma vez que a separação de parte da carga de refrigerante no tanque flash altera a composição da mistura que irá passar pela segunda etapa de expansão e pelo evaporador. Como o intervalo de temperatura em que a evaporação da mistura ocorre depende da composição da mistura, uma maior ou menor retirada de vapor no tanque flash altera não só a capacidade de refrigeração do sistema, mas o perfil de temperatura no evaporador. As consequências dessa alteração para a flexibilidade de operação e o desempenho do sistema de modo geral foram ainda pouco estudados, não foram encontrados muitos trabalhos explorando ciclos com injeção de vapor e mistura de refrigerantes, em especial de HC.

Para compreensão do sistema estudado apresentou-se uma fundamentação teórica a respeito de ciclos de refrigeração e de aspectos centrais a respeito do uso de hidrocarbonetos e gás carbônico como refrigerantes, bem como o potencial oferecido pelo uso de misturas de fluidos em sistemas de refrigeração.

Restam ainda as considerações sobre o estudo de caso considerado para o sistema de refrigeração estudado – na seção 2.3.

2.3. Estudo de caso: indústria de cerveja

Nas seções anteriores foram tratados aspectos referentes ao sistema de refrigeração sem considerar em que tipo de aplicação este sistema será utilizado. Apesar de que a análise termodinâmica propriamente dita não depende do processo para o qual o sistema oferece refrigeração, as necessidades desse processo podem impor restrições ao sistema que devem ser levadas em conta na determinação de suas características ótimas. Os pontos fundamentais da relação entre o sistema de refrigeração e sua aplicação são as demandas de temperatura e capacidade de refrigeração por parte da última.

A proposta deste trabalho é estudar a possibilidade de uso de FTVI com os refrigerantes alternativos apresentados na indústria de cerveja. Com o objetivo de delinear as demandas de refrigeração por parte desta indústria, seu processo produtivo será apresentado a seguir em linhas gerais.

A cerveja é uma bebida alcoólica fermentada, produzida em todo o mundo e de significativa importância cultural e histórica. De acordo com o anuário de 2015 da CERVBRAIL, a cadeia produtiva da indústria cervejeira é responsável por 1,6% do PIB e 14% da indústria de transformação nacional. O Brasil é o terceiro maior produtor mundial da bebida, tendo produzido 14,1 bilhões de litros em 2014 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DA INDÚSTRIA DA CERVEJA, 2015).

Elaborada a partir do malte, lúpulo, água e fermento cervejeiro, a produção da cerveja consiste basicamente nas etapas de maltagem, brassagem, fermentação, maturação, filtração, envase e pasteurização, descritas brevemente a seguir e ilustradas na Figura 2-10.

A **maltagem** é a preparação do malte a partir da cevada, transformando o amido do cereal em açúcar fermentável. Os grãos de cevada são recebidos, limpos

e selecionados, de forma que o malte obtido seja homogêneo; em seguida são embebidos em água, para que se inicie o processo de germinação. A germinação dos grãos é controlada em estufas por 5 a 8 dias, até que desenvolvam radículas de cerca de oito centímetros. Este processo é então interrompido através da secagem e caramelização dos grãos em fornos, de onde saem já convertidos em malte.(SANTOS; RIBEIRO, 2005)

Na etapa de **brassagem** o malte passa por moinhos de rolo ou martelo, de onde segue para cozimento em um tanque com água quente sob rigoroso controle de temperatura e tempo, onde o mosto é produzido. O mosto primário é filtrado, eliminando-se o bagaço de malte e vai para a etapa de fervura, a 96 °C, em que ocorrem sua esterilização e a eliminação de odores; nesta etapa são também acrescentados o lúpulo e outros aditivos de acordo com o tipo de cerveja. Após a fervura o mosto é clarificado por decantação hidrodinâmica em um equipamento chamado *whirlpool*, que separa as proteínas e outras partículas por efeito centrífugo. Por último, esse mosto é resfriado até a temperatura de 15 °C e segue para a fermentação (SANTOS; RIBEIRO, 2005).

A **fermentação** é a principal etapa da produção da cerveja e dura de 6 a 9 dias. Durante esse tempo a temperatura deve ser mantida constante entre 8 e 15 °C, o que exige que as dornas de fermentação sejam resfriadas, uma vez que se trata de um processo exotérmico. Ao final da fermentação é necessária uma nova etapa de filtração, para separar os levedos que se multiplicam durante o processo. (SANTOS; RIBEIRO, 2005)

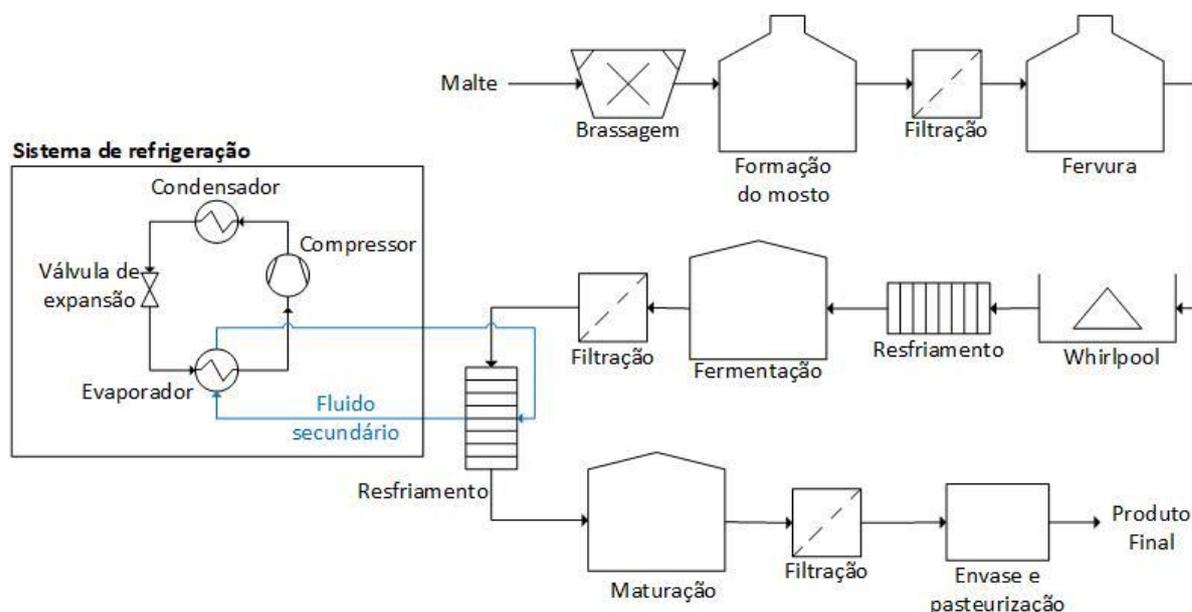


Figura 2-10 - Fluxograma representativo do processo de produção da cerveja com sistema de refrigeração convencional após a fermentação.

A cerveja verde obtida após a fermentação ainda tem muitos microrganismos e substâncias indesejáveis em sua composição. Durante a **maturação**, quando a cerveja é mantida a 0 °C por 15 a 60 dias, ocorre não só a separação desses componentes, como também reações que contribuem para a estabilização e formação das características do produto final. Depois desse tempo o líquido é filtrado e pode receber aditivos e gás carbônico. (SANTOS; RIBEIRO, 2005)

A última etapa da produção é o **envase**, em que a cerveja é colocada em garrafas ou barris. As garrafas passam ainda pela pasteurização, com água a 60 °C, que confere ao produto maior vida de prateleira, sendo chamado “cerveja”; por não passar pela pasteurização a bebida dos barris é chamado “chope” (SANTOS; RIBEIRO, 2005).

Nesta pesquisa é proposta a otimização do sistema de refrigeração para o resfriamento do mosto antes da etapa de maturação.

Atualmente, para utilizar sistemas com menor carga de refrigerante e restringir a área na planta em que há circulação desse tipo de fluido, se utiliza um fluido secundário que circula entre o sistema de refrigeração e as serpentinas das dornas de maturação. Este fluido deve sair do sistema de refrigeração a -4 °C e retorna a cerca de 8,4 °C após circular pelo processo. Para obter a temperatura de -

4 °C no fluido secundário é necessária uma temperatura de evaporação mais baixa do refrigerante. A diferença de temperatura entre o refrigerante e o fluido secundário tem influência direta na área de troca térmica necessária, sendo que menores diferenças implicam em trocadores de calor maiores. Por outro lado, como regra geral, observa-se um aumento de 3,5% no consumo de energia para cada 1 °C reduzido na temperatura do evaporador (ESSLINGE, 2009).

Em síntese, a aplicação proposta necessita que o refrigerante secundário do evaporador seja resfriado de 8,4 °C até -4 °C.

Finalizada a fundamentação teórica da pesquisa, uma revisão dos trabalhos publicados que estejam relacionados com o tema investigado será apresentada no Capítulo 3.

Capítulo 3 - Revisão da literatura

A revisão bibliográfica realizada foi dividida em três linhas centrais, a saber:

- Ciclos de compressão com injeção de vapor;
- Uso de refrigerantes alternativos e misturas;
- Análise econômica de sistemas de refrigeração.

Os principais trabalhos encontrados serão citados de forma resumida neste capítulo, divididos de acordo com estas linhas. Alguns, no entanto, contemplam mais de um aspecto, e foram colocados em um ou outro item.

O contato com os resultados das diversas pesquisas publicadas sobre estes temas permitiu definir melhor as configurações do ciclo, os fluidos refrigerantes, os parâmetros e as variáveis a serem estudados neste trabalho.

3.1. Ciclos de refrigeração com injeção de vapor

Nos últimos anos, vários pesquisadores têm explorado os ciclos de refrigeração com injeção de vapor utilizando refrigerantes puros e misturas. Uma das vantagens desse tipo de ciclo é seu bom desempenho em temperaturas ambiente muito altas ou muito baixas – no caso do condicionamento de ar, entre outras já apresentadas no Capítulo 2.

Cho *et al.* estudaram experimentalmente um sistema de refrigeração com tanque flash e trocador de calor interno, operando com CO₂ em um ciclo transcrito. Em comparação com o ciclo sem injeção de vapor, foi verificado um aumento do COP (16,5% maior, na melhor configuração testada) e da capacidade de refrigeração, além da redução da temperatura de saída do segundo estágio de compressão em até 7 °C. Os autores buscaram ainda os valores de carga de refrigerante, frequência de operação dos compressores e abertura das válvulas de expansão que levam ao melhor desempenho do sistema. Os resultados obtidos mostraram que o aumento da abertura das válvulas de expansão pode reduzir a

razão de compressão, mas também levar a uma menor capacidade de refrigeração, sendo necessário um controle bastante preciso dessa variável para obter um melhor desempenho total (CHO et al., 2009).

Heo *et al.* avaliaram experimentalmente quatro bombas de calor de duplo estágio com diferentes configurações, todas elas com injeção de vapor. R-410 foi usado como fluido refrigerante e foram avaliados o COP e a capacidade de aquecimento dos sistemas, variando a razão de injeção de refrigerante e a frequência do compressor. As configurações estudadas foram: tanque flash (FTVI), trocador de calor interno (HXVI), tanque flash e trocador interno combinados e trocador interno com dupla expansão. O FTVI apresentou claramente a melhor capacidade de aquecimento, mas todos os quatro tiveram valores médios de COP similares (HEO et al., 2011).

Lee *et al.* buscaram a redução das perdas de energia por irreversibilidades nos processos de compressão e expansão pela aproximação de um ciclo de saturação - no qual estes processos se dão ao longo da linha de saturação. Para alcançar esse objetivo, os autores propuseram um ciclo de múltiplos estágios com injeção de refrigerante em duas fases, uma vez que observaram que a aproximação do ciclo de saturação não é possível por meio da injeção de vapor devido à alta entalpia deste. O ciclo modelado apresentou COP superior que ao do ciclo em um único estágio para os vários fluidos refrigerantes testados, sendo que os melhores resultados foram obtidos para o R123. Além dos resultados obtidos com diferentes refrigerantes, os autores apresentam ideias de dispositivos que possibilitariam a aplicação prática do ciclo com múltiplas injeções bifásicas e parâmetros para prever a melhora potencial alcançada pelo uso desse ciclo (LEE et al., 2013).

Os efeitos de três diferentes configurações de injeção de vapor em uma bomba de calor operando a baixas temperaturas ambiente usando CO₂ como fluido refrigerante foram investigados experimentalmente por Baek *et al.* Os autores destacam que, para a temperatura externa de -15 °C e a frequência de compressor de 55 Hz, o HXVI apresenta melhor desempenho em comparação com o FTVI e o ciclo com tanque flash e trocador de calor na linha de sucção (FTHX). No entanto,

para outras temperaturas e frequências avaliadas foram obtidos resultados que apontam um melhor desempenho do FTHX (BAEK et al., 2014).

Shuxue e Guoyuan apresentaram um modelo numérico para um FTVI operando com R32 e compararam-no com o ciclo de único estágio correspondente. Os modelos foram também validados experimentalmente, com erros menores que 5% para as grandezas avaliadas. Os autores chegaram a resultados ótimos para a razão entre os tamanhos dos cilindros dos dois estágios de compressão e para a pressão do vapor injetado; concluíram ainda que o FTVI chega a apresentar melhoras de 15% e 12% na capacidade de refrigeração e no COP, respectivamente, em relação ao ciclo de único estágio (SHUXUE; GUOYUAN, 2015).

3.2. Uso de refrigerantes alternativos

Dentre os trabalhos encontrados em que foram usados refrigerantes alternativos são observados dois tipos diferentes de enfoque: aqueles em que o objetivo central é comparar o desempenho de diferentes refrigerantes e aqueles que visam estudar outras variáveis do ciclo.

Os trabalhos de Cho *et al.*(2009) e Baek *et al.*(2014), em que o CO₂ foi usado como fluido refrigerante, são um exemplo do segundo tipo e foram apresentados de forma resumida no item 3.1.

Já na pesquisa apresentada por Di Nicola *et al.*, o desempenho de fluidos refrigerantes alternativos era o foco principal. Com o objetivo de contornar a limitação de temperatura mínima dos ciclos de cascata com NH₃/CO₂ (mencionada na seção 2.2) e viabilizar sua aplicação a temperaturas abaixo de 216,59 K, os autores estudaram o uso de misturas de CO₂ com hidrocarbonetos nesse tipo de sistema. De acordo com suas conclusões, apesar do COP de qualquer das misturas ser inferior ao relativo aos hidrocarbonetos puros, a adição de CO₂ ainda se mostra interessante por reduzir a inflamabilidade do refrigerante resultante (DI NICOLA et al., 2011).

Zhang *et al.* estudaram o uso de misturas de CO₂ e Propano de diferentes composições em um ciclo de refrigeração auto-cascata. De acordo com os autores, uma dificuldade deste tipo de ciclo são as altas pressões de operação. A adição de CO₂ poderia reduzir não só a pressão de operação, mas também a inflamabilidade do Propano. Os resultados relatados mostraram melhoras no COP e na capacidade de refrigeração dos sistemas com misturas mais ricas em CO₂ (crescentes entre 22% e 32% de CO₂). (ZHANG *et al.*, 2013)

Uma visão geral das características de hidrocarbonetos no papel de refrigerantes foi apresentada por Granryd. O autor comparou propriedades como a razão de compressão, o efeito refrigerante e a eficiência termodinâmica de vários hidrocarbonetos e alguns refrigerantes de referência, como o R22. Alguns HC apresentaram propriedades termodinâmicas próximas das destes últimos, chegando a superá-los, enquanto outros tiveram desempenho inferior. Ainda segundo o autor, os HC tendem a apresentar melhores características de troca térmica no evaporador e menor perda de carga em relação ao R22 (GRANRYD, 2001).

Na Tabela 3-1 são apresentados de forma resumida uma série de trabalhos envolvendo principalmente misturas de hidrocarbonetos, sendo listados os fluidos estudados em cada um deles. Os resultados de alguns destes trabalhos são também brevemente descritos a seguir.

Lee *et al.* otimizaram experimentalmente refrigeradores de pequeno porte funcionando com R134 e com uma mistura de 55% R290/45% R600a, variando a carga mássica de refrigerante e o comprimento dos tubos capilares do evaporador. Os autores relatam que, apesar de ter um tamanho de evaporador maior, o sistema ótimo para a mistura de HC tem carga mássica e consumo energético menores (50% e 12,3%, respectivamente) que o sistema ótimo para R134, além de levar mais rapidamente à temperatura desejada de -15 °C (LEE; LEE; KIM, 2008).

Almeida *et al.* simularam a substituição de R134 por R290 e por misturas de R290/R600a e R290/R600a/R134 em um refrigerador doméstico. O desempenho do sistema com a mistura binária de hidrocarbonetos apresentou uma série de vantagens como carga de refrigerante 50% menor em massa, temperatura de

descarga do compressor mais baixa e aumento de cerca de 5% no COP (ALMEIDA; BARBOSA; FONTES, 2010). Já Jwo *et al.* realizaram uma investigação semelhante, porém experimental, e compararam o desempenho do fluido original (R134) com o de uma mistura 50% R290/50% R600a. Também foi observado que a carga mássica da mistura de refrigerantes é 40% menor que a original e, apesar de levar a um menor COP, os hidrocarbonetos fizeram com que o sistema apresentasse melhor razão entre a capacidade de resfriamento e o consumo energético quando considerado um maior período de funcionamento, levando a uma economia de energia quando observado o período de um mês, por exemplo, ao invés de apenas um ciclo (JWO; TING; WANG, 2009).

Feng *et al.* realizaram experimentos envolvendo uma bomba de calor para aquecimento de água em situações em que a temperatura ambiente é inferior a 15 °C. O sistema contava com um economizador para injeção de vapor, que retirava parte do líquido sub-resfriado após o condensador e expandia parcialmente, injetando-o na câmara do compressor. Foram testadas diferentes composições da mistura de R22/R600a com o objetivo principal de reduzir a pressão de descarga do compressor, que era excessivamente alta quando do uso de R22 puro. Além de atingir o objetivo principal, foi constatado que a mistura com 15% de R600a levava ainda a maiores COP e capacidade de aquecimento. No entanto o tipo de injeção adotada neste trabalho não altera a composição do refrigerante no evaporador, uma vez que a separação é feita com a mistura sub-resfriada (FENG *et al.*, 2009).

Uma comparação entre os resultados de experimentos e simulações de uma bomba de calor operando com refrigerantes puros e misturas binárias foi apresentada por Venzik *et al.*. Os autores fizeram experimentos variando a temperatura de entrada do evaporador, a rotação do compressor e a composição do refrigerante, incluindo Propano, Isobuteno e cinco de suas misturas binárias. Foi encontrado que, apesar de apresentar maiores valores de COP em relação às substâncias puras, a melhora proporcionada pelo uso de misturas foi significativamente inferior àquela prevista por simulações do ciclo nas mesmas condições. Como causas para estas diferenças os autores apontam principalmente dois fatores que impactaram nos experimentos e são, em geral, desconsiderados

nas simulações: a perda de carga ao longo dos trocadores de calor e a dependência entre a composição do refrigerante e a eficiência do compressor. Como fatores que colaborariam com a melhora experimental do desempenho das misturas são citados o uso de composições com maior *glide* de temperatura – de forma a compensar a redução do *glide* causada pela perda de carga -, e o uso de compressores

Tabela 3-1 - Trabalhos em que foram exploradas misturas de fluidos com o objetivo de substituição direta de um refrigerante.

Trabalho	Tipo	Refrigerantes
(BODIO et al., 1993)	Experimental: <i>drop-in</i>	R12, mistura (metano, R170, R290, R600, C5+)
(LIU et al., 1993)	Experimental: <i>drop-in</i> e modificações no sistema	R12, misturas (R290/n-C5+), (R290/R600), (R290/R600/n-C5+)
(RICHARDSON; BUTTERWORTH, 1994)	Experimental: <i>drop-in</i>	R12, R290, misturas (R290/R600a)
(BASKIN, 1994)	Experimental: <i>drop-in</i> e modificações no sistema	R12, R290, misturas (R290/R600a)
(AGARWAL, 1998)	Experimental: <i>drop-in</i>	R12, misturas (R290/R600a), (R134a/R600a)
(HAMMAD; ALSAAD, 1999)	Experimental: <i>drop-in</i>	R12, R290, misturas (R290/R600/R600a)
(JUNG et al., 2000)	Experimental: <i>drop-in</i>	R12, misturas (R290/R600a)
(TASHTOUSH; TAHAT; SHUDEIFAT, 2002)	Experimental: <i>drop-in</i>	R12, misturas (R290/R600a/R134a)
(WONGWISES; CHIMRES, 2005)	Experimental: <i>drop-in</i>	R134a, R290, misturas (R290/R600), (R290/R600a), (R290/R600/R600a), (R290/R600/R134a), (R290/R600a/R134a)
(SEKHAR; LAL, 2005)	Experimental: <i>drop-in</i>	R12, misturas (R290/R600/R134a)
(FATOUH; KAFIFY, 2006)	Simulação	R134a, R290, R600, misturas (R290/ R600/ R600a)
(MANI; SELLADURAI, 2008)	Experimental: <i>drop-in</i>	R12, R134a, mistura (R290/ R600a)
(SATTAR; SAIDUR; MASJUKI, 2007)	Experimental: <i>drop-in</i>	R134a, R600, R600a, mistura (R290/ R600/ R600a)
(JWO; TING; WANG, 2009)	Experimental: <i>drop-in</i>	R134a, mistura (R290/ R600a)
(LEE; LEE; KIM, 2008)	Experimental: <i>drop-in</i> com modificações no sistema	R134a, mistura (R290/ R600a)
(MOHANRAJ; JAYARAJ; MURALEEDHARAN, 2007)	Experimental: <i>drop-in</i>	R134, mistura (R290/ R600a)
(ALMEIDA; BARBOSA; FONTES, 2010)	Simulação	R134a, R290, misturas (R290/ R600a), (R290/ R600a/ R134a)
(HE et al., 2014)	Simulação e experimental: <i>drop-in</i>	R22, R404a, R134a, R290, R600a, misturas (R290/R600a)

específicos para cada composição, de forma a obter uma boa eficiência de compressão. (VENZIK; ROSKOSCH; ATAKAN, 2016)

Dentre os trabalhos com o objetivo de explorar as características conferidas ao ciclo de refrigeração/ bomba de calor pelo uso de misturas, podem ser citados os de Mulroy *et al.*(1994), Sarkar e Bhattacharyya (2009), e Yoon *et al.*(2012).

Mulroy *et al.* investigaram os benefícios de se ter perfis de temperatura paralelos entre os fluidos de troca térmica no evaporador de um ciclo operando com uma mistura de fluidos (*temperature glide matching*). Inicialmente propondo refrigerantes com pontos de ebulição bastante diferentes (R23/R142b), de forma que a faixa de temperatura de ebulição à pressão constante fosse grande, os autores verificaram experimentalmente que essa grande diferença leva a uma não linearidade da variação da temperatura com a entalpia que implica a ocorrência de um *pinch* e conseqüente perda do benefício gerado pelo *glide matching*. A solução encontrada foi utilizar uma mistura ternária, partindo de uma mistura binária linear (R22/R142b) e aumentando sua faixa de temperatura de ebulição por meio da adição de um terceiro fluido refrigerante (R23). Além da mistura de fluidos, os autores modificaram o ciclo de refrigeração utilizado, incluindo a troca térmica com entre o evaporador e a linha de líquido na saída do condensador. O desempenho do ciclo modificado com a mistura ternária (R23/R22/R142b) ótima encontrada foi 28% melhor que o do ciclo original com R22 puro (MULROY; DOMANSKI; DIDION, 1994).

Sarkar e Bhattacharyya exploraram o uso dos refrigerantes R744, R600 e R600a puros e misturados entre si em bombas de calor. Foram simulados ciclos de aquecimento e resfriamento simultâneos com a temperatura do ambiente fixa e variável. A comparação de desempenho foi feita em função do COP, da razão de compressão e da eficiência relativa à segunda lei da termodinâmica, entre outros parâmetros. Foi constatado que as misturas zeotrópicas (R744/R600 e R744/R600a) não são adequadas para aplicações de temperatura fixa, levando a uma significativa piora de desempenho em relação aos ciclos com os fluidos puros. No entanto, para as aplicações de temperatura variável as misturas têm melhor desempenho, como seria esperado. Os autores relatam que, dependendo da temperatura a ser atingida

no ambiente, uma ou outra das misturas avaliadas apresenta maior COP, em função da adequação do *glide* de temperatura da mistura à aplicação (SARKAR; BHATTACHARYYA, 2009).

Yoon *et al.* estudaram experimentalmente um refrigerador doméstico operando o chamado ciclo de Lorenz-Meutzner com misturas binárias de diversas composições dos HC R290, R600 e R600a. Os resultados foram comparados com o do mesmo sistema operando com R600a puro. O sistema foi otimizado em relação à composição da mistura com melhor desempenho, comprimento do tubo capilar (evaporador), carga de refrigerante e capacidade do compressor, de forma a obter o menor consumo de energia. Apesar de requerer um comprimento de tubo capilar significativamente maior, o sistema operando com a mistura de 40% R290/ 60% R600 apresentou consumo de energia 11,2% menor que o sistema otimizado com R600a puro (YOON *et al.*, 2012).

D'Ângelo *et al.* apresentam uma análise paramétrica de um FTVI operando com misturas de R290/R600a em diferentes proporções, realizada através da simulação do ciclo em estado estacionário. Para cada composição os autores apresentam a comparação entre o VCC e o FTVI simulados, analisando os resultados de COP, potência do compressor, *glide* de temperatura e razão de compressão, entre outros parâmetros. Foi observado que o COP dos sistemas de injeção é sempre maior que o do ciclo convencional, superando-o em 16 a 32% dependendo da composição da mistura (D'ANGELO; AUTE; RADERMACHER, 2016). Araújo *et al.* realizaram a análise exérgica destes mesmos sistemas, identificando que a etapa com maior irreversibilidade no VCC simulado é a expansão do refrigerante, enquanto no FTVI é a transferência de calor no evaporador (ARAÚJO; CARVALHO; D'ANGELO, 2016).

Em geral, a eficiência dos ciclos de refrigeração e das bombas de calor é avaliada através do COP, que permite uma análise quantitativa do aproveitamento da energia. No entanto, o balanço energético está relacionado apenas com a Primeira Lei da Termodinâmica e, para considerar a qualidade da energia, é preciso levar em conta também a Segunda Lei por meio de uma análise exérgica. As

irreversibilidades presentes em um sistema de refrigeração podem ser quantificadas na forma de destruição de exergia, indicando perdas na qualidade ou utilidade da energia. A análise exérgica do sistema permite que se identifique não só o quanto a energia é degradada em todo o ciclo, mas ainda em quais etapas ocorre maior degradação.

De acordo com Ahamed *et al.*, a análise exérgica é uma poderosa ferramenta de *design*, otimização e avaliação de sistemas de refrigeração por compressão de vapor e permite localizar as ineficiências do ciclo de forma precisa. Os autores apresentam uma revisão acerca da análise exérgica nesse tipo de sistema, apresentando separadamente os efeitos encontrados por vários autores relacionados à seleção do refrigerante, às temperaturas de evaporação e condensação, ao estado de referência e aos efeitos do lubrificante e de eventuais aditivos sobre a destruição de exergia no ciclo. Os resultados de diversos estudos apontam o compressor como principal fonte de perda de exergia do sistema, seguido do condensador. Entre as características que contribuem para a redução da destruição de exergia estão a divisão da compressão em estágios, o aumento da temperatura no evaporador e a diminuição da temperatura no condensador, por propiciarem uma menor diferença de temperatura entre os fluidos de troca térmica. De acordo com a análise apresentada, o aumento do COP corresponde a uma redução da razão de destruição de exergia e aumento da eficiência exérgica do sistema (AHAMED; SAIDUR; MASJUKI, 2011).

3.3. Avaliação econômica de ciclos de refrigeração

A avaliação econômica é uma questão que permeia o dimensionamento de equipamentos e sistemas em geral e muitos trabalhos propõem diferentes maneiras de realiza-la. Foram relacionados aqui apenas aqueles que tiveram mais influência na forma como a análise apresentada no Capítulo 8 deste trabalho foi estruturada.

Em seu artigo publicado em 2008, Jensen e Skogestad abordam especificamente o projeto de processos envolvendo trocadores de calor. Os autores

comparam o dimensionamento obtido por meio de dois critérios: o da diferença mínima de temperatura nos trocadores (ΔT_{\min}) e o da minimização do custo anual detalhado do sistema. De acordo com sua análise, o primeiro método leva a resultados insatisfatórios da relação entre o custo dos trocadores e sua eficiência, enquanto o segundo requer muitas informações que geralmente não estão disponíveis nas etapas preliminares de dimensionamento. Por esta razão eles propõem uma terceira abordagem, na qual o custo anual do sistema é calculado de forma simplificada: custos fixos são desconsiderados, o custo de investimento correspondente aos compressores é incluído no custo de operação (proporcional à sua potência) e os custos dos trocadores de calor são todos estimados com um mesmo coeficiente. São apresentados ainda três estudos de caso em que são mostrados os resultados superiores da abordagem proposta em relação àqueles obtidos utilizando o critério de ΔT_{\min} . Em um dos estudos de caso, referente a um sistema de ar condicionado operando com CO_2 , é obtido um aumento de 4,65 para 4,92 no COP, com um mesmo custo de trocadores de calor. (JENSEN; SKOGESTAD, 2008)

Oh *et al.* apresentaram uma investigação acerca das possibilidades de aumento da eficiência energética de sistemas de refrigeração industrial com dois níveis de temperatura. Os autores realizaram uma otimização de quatro diferentes configurações do ciclo de refrigeração, buscando o custo mínimo de energia para operação de cada um deles. A proposta era partir de um sistema existente, projetado para operar com refrigerante puro e aumentar sua eficiência por meio de pequenas modificações e/ou substituição por uma das duas misturas ternárias de refrigerantes avaliadas (*retrofit*). Os ciclos foram modelados em um simulador de processos e otimizados externamente utilizando Algoritmo Genético. Foi ainda apresentada uma comparação da redução do custo de operação e do custo de capital adicional requerido em relação ao caso base (refrigerante puro e ciclo sem modificações). Mesmo apresentando um dos maiores valores de custo capital, a configuração que contava com um trocador de calor adicional, operando com a mistura de Etano, Etileno e Propileno apresentou a maior margem de economia total, por permitir uma redução significativa do trabalho requerido no compressor. (OH *et al.*, 2016)

As análises exergoeconômica e ambiental de duas diferentes configurações de um sistema de refrigeração em cascata com tanque flash são apresentadas em (MOSAFFA et al., 2016). Os fluidos refrigerantes são CO_2 e NH_3 nos ciclos de baixa e alta pressão, respectivamente, a temperatura de evaporação é $-40\text{ }^\circ\text{C}$ e a de condensação é $35\text{ }^\circ\text{C}$. A análise econômica apresentada consiste na modelagem do custo de cada equipamento por meio de equações simplificadas (custo de capital) e do custo operacional relativo à energia elétrica consumida e à manutenção dos equipamentos. Já o fator ambiental é levado em conta ao se estimar o custo de emissões de CO_2 correspondentes à energia elétrica consumida. São apresentados paralelamente os resultados das otimizações energética e econômica dos sistemas propostos. Os autores apresentam também a eficiência exergética dos sistemas como um parâmetro de avaliação, e definem um fator exergoeconômico para cada configuração avaliada, com o objetivo de encontrar o equilíbrio entre o custo de capital e o de destruição de exergia. As otimizações termodinâmica e econômica levaram ao custo total anual mais baixo em 11,2% e 11,9%, respectivamente, para a configuração que contava com um tanque flash em cada um dos ciclos do sistema em cascata (sistema 1).

(NOGAL et al., 2008) Propõe uma metodologia sistemática para projeto de sistemas de refrigeração ótimos utilizando misturas de refrigerantes, considerando ciclos simples, em cascata e com múltiplos estágios de compressão. Os autores criaram um modelo que permite a otimização do sistema de refrigeração com n estágios, sendo as variáveis independentes: a composição e a vazão do refrigerante, as pressões de entrada e saída dos compressores, e as temperaturas intermediárias (para $n \geq 2$). Devido à alta não-linearidade do problema de otimização e à existência de vários ótimos locais, foi utilizado um algoritmo genético para a otimização, apesar do maior tempo computacional demandado por este. Em um dos estudos de caso, os autores apresentam paralelamente os resultados da otimização para menor trabalho de compressão e para menor custo de capital do sistema. Para calcular este último são levados em conta apenas os custos dos compressores e dos trocadores de calor criogênicos. Dentre os resultados, é relatado que enquanto o trabalho mínimo sempre decresce à medida que se permite um menor ΔT_{\min} , o custo capital mínimo do sistema estudado corresponde a um $\Delta T_{\min} = 1,3\text{ }^\circ\text{C}$, em um

sistema com dois estágios de compressão. Esse resultado confirma aquele apontado por (JENSEN; SKOGESTAD, 2008), de que a restrição de um ΔT_{\min} nos trocadores de calor como forma de limitar sua área de troca térmica pode não levar ao melhor resultado em termos de custo do sistema.

A revisão apresentada neste capítulo retrata a variedade de trabalhos publicados acerca do uso de fluidos refrigerantes alternativos e dos sistemas de refrigeração com FTVI. Foi identificada, entretanto, uma escassez de trabalhos que unam esse tipo de ciclo com a tendência de usar misturas de refrigerantes. Os bons resultados apresentados por diversos autores para o FTVI podem ser combinados com os benefícios do uso de misturas de refrigerantes alternativos, apontados em outros trabalhos. Por outro lado, foi observado que a avaliação econômica é uma ferramenta útil no projeto de ciclos de refrigeração, por permitir que sejam adotadas restrições mais adequadas ao dimensionamento dos equipamentos. A proposta desta pesquisa de mestrado foi explorar a combinação do FTVI com misturas de hidrocarbonetos e suas consequências para o desempenho termodinâmico o custo do sistema de refrigeração.

Capítulo 4 - Metodologia

Neste capítulo será apresentada a metodologia adotada para alcançar os objetivos propostos no Capítulo 2. Inicialmente serão descritas as condições assumidas para as simulações, o modelo termodinâmico adotado, as variáveis de entrada e suas faixas de estudo, bem como as restrições adotadas para algumas variáveis do sistema e os parâmetros utilizados na avaliação do desempenho termodinâmico dos ciclos de refrigeração estudados. Em seguida serão apresentados os fluidos refrigerantes avaliados e os procedimentos de validação das simulações.

4.1. Modelagem do sistema

O estudo dos ciclos de refrigeração foi feito a partir da simulação dos mesmos utilizando o simulador de processo Aspen Hysys[®] versão 8.6. Este simulador foi escolhido por sua alta confiabilidade e potencial na simulação de processos pela extensão de seu banco de dados.

O pacote termodinâmico utilizado para os refrigerantes foi o da equação de estado Peng-Robinson (PENG; ROBINSON, 1976), que é especialmente adequada para hidrocarbonetos e fluidos apolares. A água foi modelada com o pacote termodinâmico ASME Steam e o fluido de troca térmica do evaporador, com o UNIQUAC – Ideal.

Com o objetivo de agilizar e organizar a variação dos diversos parâmetros explorados para cada sistema analisado foi utilizado o *plug-in* do Aspen Hysys[®] para Microsoft Excel[®], que possibilita a alteração das configurações do sistema e visualização dos resultados da simulação em uma planilha eletrônica simultaneamente.

O sistema estudado é um FTVI, conforme descrito no item 2.1.4 e ilustrado na Figura 2-6. O condensador é um trocador de calor resfriado a água, enquanto no evaporador o fluido secundário é uma mistura de 75% de água e 25% de etanol.

Como o refrigerante é composto por uma mistura não azeotrópica de fluidos, as correntes separadas no tanque flash não apresentam a mesma composição, sendo a corrente de vapor (#9) mais rica no componente mais volátil em relação à composição original utilizada, enquanto a corrente de líquido (#7) é mais rica no componente com maior ponto de ebulição. As correntes voltam a se juntar e ter a composição original na saída da câmara de mistura (#3).

Conforme exposto na seção 2.2, para comparar o desempenho termodinâmico de ciclos operando com misturas zeotrópicas de refrigerantes não basta fixar a temperatura de evaporação e de ebulição, já que estes processos não ocorrem isotermicamente a uma mesma pressão. As temperaturas de referência utilizadas foram escolhidas com base nas alternativas apresentadas por Mc Linden e Radermacher (MCLINDEN; RADERMACHER, 1987), sendo:

- Evaporação: temperatura de entrada do evaporador (ponto 8 na Figura 2-6);
- Condensação: temperatura de vapor saturado (ponto intermediário no condensador).

Os valores destas temperaturas foram determinados de formas diferentes nas etapas de análise paramétrica e de otimização do ciclo, como será apresentado nos respectivos capítulos.

Para as simulações foi feita uma série de considerações, listadas a seguir. Quando aplicáveis, as considerações são válidas para o FTVI e para o VCC, simulados simultaneamente, porém utilizou-se a numeração de correntes correspondente à Figura 2-6.

- Operação em estado estacionário;
- As variações de energia potencial e cinética foram desprezadas em todos os componentes do ciclo;
- Não é considerada perda de carga nas tubulações, nos trocadores e no tanque flash;
- Não há troca de calor com o ambiente em nenhum ponto do sistema;
- A corrente de saída do condensador (#5) é líquido saturado;

- A corrente de saída do evaporador (#1) é vapor saturado;
- As correntes #7 e #9 saem do tanque flash em equilíbrio às mesmas pressão e temperatura, como líquido e vapor saturados, respectivamente;
- Foi assumida a carga térmica unitária (1,0 kW) no evaporador;
- A eficiência isentrópica de ambos os estágios de compressão é de 80%. Este valor foi definido a partir da indicação de Campbell de que, para fins de projeto, deveriam ser utilizadas eficiências entre 65% e 85% (CAMPBELL, 1992). Considerou-se razoável utilizar um valor mais próximo ao máximo indicado devido à evolução dos equipamentos desde a data de publicação do livro;
- As válvulas de expansão são isentálpicas;
- A água de resfriamento entra no condensador a 25 °C, considerada a média ambiente, e sai 35 °C;
- A mistura de água e etanol entra no evaporador a 8,4 °C e sai a -4 °C, temperaturas definidas com base naquelas necessárias para a refrigeração entre a fermentação e a maturação no processo de produção de cerveja.

As variáveis de entrada são:

- Os fluidos refrigerantes componentes da mistura, conforme exposto no item 4.2;
- A proporção da composição de fluidos refrigerantes, em porcentagem de massa. Para cada par foi avaliada toda a faixa de 0 a 100% - tendo o componente mais volátil como referência;
- A razão de expansão, ER – calculada pela Equação (4-1), na válvula de expansão 1, está associada à fração de vapor formada em #6 e, conseqüentemente, no tanque flash. Foram considerados valores entre 10 e 80%.
- A razão de expansão de 0% equivale ao ciclo com apenas um estágio de compressão (VCC), enquanto a expansão de 100% não é fisicamente possível. O valor de 90% para a razão de expansão leva, em muitos casos, a uma pressão no tanque flash menor do que aquela necessária

para atender às condições fixadas para a entrada do evaporador, por esse motivo esse valor foi descartado.

$$ER(\%) = \left[\frac{P_5 - P_6}{P_5} \right] \times 100 \quad 4-1$$

Para cada sistema resultante das considerações apresentadas e da combinação de temperaturas de evaporação e condensação, composição da mistura de fluidos refrigerantes e razão de expansão serão examinados parâmetros de saída. Para alguns desses parâmetros foi estabelecida apenas uma faixa dentro da qual o ciclo opera sem restrições físicas, enquanto para outros serão buscados os valores relacionados ao melhor desempenho do sistema.

Serão consideradas restrições relacionadas à razão de compressão, à diferença mínima de temperatura nos trocadores, à presença de líquido na entrada do segundo estágio de compressão (#3) e à pressão mínima do sistema. Dentro dos limites estabelecidos para estas variáveis, serão analisados o COP e as características dos equipamentos na forma de uma análise preliminar de custos.

- Coeficiente de Desempenho (COP): Calculado com relação ao efeito de refrigeração, por meio da Equação (4-2). Para o VCC é utilizada a mesma equação, substituindo-se a soma do trabalho dos dois estágios de compressão em série pelo trabalho do único compressor desse sistema. Quanto maior o valor do COP, melhor o desempenho energético do sistema.

$$COP = \frac{Q_{evaporador}}{W_{comp1} + W_{comp2}} \quad 4-2$$

- Razão de compressão (CR): calculada pela equação 4-3 para cada um dos estágios de compressão, para os dois em conjunto e também para a compressão de estágio único do VCC. Para esse parâmetro serão considerados viáveis valores até o máximo de 13 para o total dos dois estágios de compressão, conforme apontado por Stoecker (1998) como limite operacional para compressores tipo parafuso;

$$CR = \frac{P_{descarga}}{P_{sucção}} \quad 4-3$$

- *Temperature Glide Matching*: uma forma de avaliar a proximidade entre os perfis de temperatura do refrigerante e do fluido de troca térmica nos trocadores de calor é comparar a diferença entre as temperaturas de entrada e saída de cada um. No caso do evaporador, por exemplo, a diferença entre a temperatura de entrada e a de saída do refrigerante deve ser próxima a 12,4 °C.
- ΔT mínimo: Determinou-se que a diferença de temperatura mínima entre os fluidos no evaporador e no condensador de ambos os ciclos simulados não pode ser inferior a 5 °C. Essa restrição está relacionada ao dimensionamento dos trocadores de calor, cuja área de troca térmica necessária tende ao infinito à medida que o ΔT entre os fluidos tende a zero.
- Presença de líquido em #3: a corrente de sucção do segundo estágio de compressão é formada pela mistura da descarga do primeiro compressor com a corrente de vapor proveniente do tanque flash; dependendo da proporção entre essas correntes e das respectivas temperaturas, a mistura resultante pode apresentar certa fração de líquido, o que é danoso ao compressor. Por esse motivo, determinaram-se inviáveis as configurações que resultem em líquido em #3;
- Pressão mínima: a menor pressão que os fluidos refrigerantes atingem no ciclo, em #1, deve ser superior à pressão ambiente, de forma a impedir a admissão de ar e umidade do ambiente no sistema.

4.2. Fluidos refrigerantes

De acordo com a tendência observada de se explorarem novas possibilidades de aplicações de hidrocarbonetos como fluidos refrigerantes, assim como do CO₂, foram selecionados alguns componentes de uma série homóloga de hidrocarbonetos, além do gás carbônico.

Serão testadas todas as combinações entre os fluidos escolhidos (Tabela 4-1), exceto as de n-Butano com Isobutano e Etano com gás carbônico, por formarem misturas azeotrópicas.

Para fins de notação, a referência à composição da mistura será sempre feita com relação à porcentagem em massa do componente mais volátil. Por exemplo, a mistura 30% Etano/ Isobutano é composta por 30% de Etano e 70% de Isobutano em massa.

Tabela 4-1 - Fluidos refrigerantes puros e misturas avaliados.

	CO2	Etano	Propano	n-Butano	Isobutano
CO2	x		x	x	x
Etano		x	x	x	x
Propano	x	x	x	x	x
n-Butano	x	x	x	x	
Isobutano	x	x	x		x

4.3. Validação do modelo

Com o objetivo de validar as propriedades termodinâmicas dos componentes puros, foram comparados os dados do ASPEN HYSYS® com os do software REFPROP®, versão 9,11. Este último conta com modelos específicos para as substâncias constantes em seu banco de dados e por esse motivo é considerado uma referência confiável para estudos que envolvem cálculos termodinâmicos de sistemas de energia. Para esta validação foram selecionados os dados do ponto crítico, o fator acêntrico e a pressão de saturação.

Com relação à modelagem das misturas, foi observado que os coeficientes de interação binários (k_{ij}) estimados internamente pelo simulador apresentam diferenças dependendo da forma como os hidrocarbonetos são selecionados no momento de configurar a simulação: se pela nomenclatura ASHRAE (ex.: R-290) ou pelo nome da substância (ex.: “*propane*”). Não se sabe a razão dessa diferença. Foi realizada a comparação dos coeficientes de interação de alguns pares de fluidos com valores experimentais encontrados na literatura. Foram adotados os valores estimados pelo simulador que mais se aproximam dos experimentais para estes pares de fluidos; para os pares de fluidos cujos dados experimentais de equilíbrio líquido-vapor não foram encontrados na literatura a

escolha entre os valores fornecidos pelo simulador foi feita por extensão dos resultados observados para os primeiros.

A validação do ciclo de compressão com tanque flash foi feita por meio da comparação com o trabalho de (REDÓN; PITARCH; CORBERÁN, 2014), em que se investigou, entre outros, um ciclo FTVI operando com Propano. Para tanto foi simulado um ciclo nas condições descritas nesta referência e os resultados obtidos, comparados.

Capítulo 5: Validação das simulações

Antes de realizarem-se as simulações propriamente ditas dos ciclos a ser estudados, procurou-se validar as propriedades termodinâmicas presentes no banco de dados do simulador com outras fontes de dados, além de verificar se os resultados obtidos na simulação de um ciclo FTVI são compatíveis com aqueles relatados por outros autores. Neste capítulo serão mostrados os resultados destas comparações.

5.1. Validação de dados termodinâmicos

Nesta seção serão apresentadas as análises relativas às propriedades termodinâmicas dos refrigerantes utilizados na pesquisa, sejam puros ou em misturas. Inicialmente realizaram-se comparações dos valores encontrados no banco de dados do ASPEN HYSYS® com aqueles fornecidos pelo REFPROP® para as substâncias puras. Na Tabela 5-1 estão os dados referentes ao ponto crítico de cada refrigerante e na Tabela 5-2, as pressões de saturação a temperaturas entre - 25 °C e 75°C. Em ambas as tabelas foi calculada a diferença absoluta entre os valores comparados e sua porcentagem em relação ao dado do REFPROP®, como descrito na Equação (5-1).

$$Dif. (\%) = \left| \frac{\text{Referência} - \text{Simulação}}{\text{Referência}} \right| \times 100 \quad 5-1$$

Tabela 5-1 - Propriedades críticas dos refrigerantes (Aspen HYSYS® e REFPROP®).

		T _{crítico} (K)	P _{crítico} (kPa)	V _{crítico} (m ³ /kg mol)	ω	Z _{crítico}
	HYSYS	304,1	7370	0,0939	0,2389	0,274
CO ₂	REFPROP	304,13	7377,3	0,0941	0,22394	0,275
	Diferença	0,01%	0,10%	0,23%	6,68%	0,32%
	HYSYS	305,43	4884	0,1480	0,0986	0,285
C ₂ H ₆	REFPROP	305,32	4872,2	0,1458	0,0995	0,280
	Diferença	0,04%	0,24%	1,48%	0,90%	1,69%
	HYSYS	369,9	4257	0,2000	0,1524	0,277
C ₃ H ₈	REFPROP	369,89	4251,2	0,2000	0,1521	0,276

		T _{crítico} (K)	P _{crítico} (kPa)	V _{crítico} (m ³ /kg mol)	ω	Z _{crítico}
	Diferença	0,00%	0,14%	0,00%	0,20%	0,13%
n-C ₄ H ₁₀	HYSYS	425,15	3797	0,2550	0,201	0,274
	REFPROP	425,13	3796	0,2549	0,201	0,274
	Diferença	0,00%	0,03%	0,03%	0,00%	0,05%
i-C ₄ H ₁₀	HYSYS	408,05	3648	0,2630	0,1848	0,283
	REFPROP	407,81	3629	0,2577	0,184	0,276
	Diferença	0,06%	0,52%	2,04%	0,43%	2,51%

Tabela 5-2 - Pressões de saturação dos refrigerantes puros em kPa (Aspen HYSYS® e REFPROP®).

		Temperatura (°C)					
		-50	-25	0	25	50	75
CO ₂	HYSYS	658,6	1640,4	3447,8	6437,9	-	-
	REFPROP	682,3	1682,7	3485,1	6434,2	-	-
	Diferença	3,47%	2,51%	1,07%	0,06%	-	-
C ₂ H ₆	HYSYS	552,5	1237,3	2401,1	4209,5	-	-
	REFPROP	551,8	1233,5	2386,7	4190,3	-	-
	Diferença	0,13%	0,31%	0,60%	0,46%	-	-
C ₃ H ₈	HYSYS	71,0	203,3	473,5	952,3	1720,4	2868,4
	REFPROP	70,6	203,4	474,5	952,1	1713,3	2849,3
	Diferença	0,64%	0,08%	0,20%	0,03%	0,41%	0,67%
n-C ₄ H ₁₀	HYSYS	9,6	36,0	102,8	241,9	493,8	905,9
	REFPROP	9,5	35,9	103,2	243,3	495,8	906,2
	Diferença	1,73%	0,25%	0,40%	0,55%	0,39%	0,03%
i-C ₄ H ₁₀	HYSYS	17,1	58,5	156,0	348,0	681,3	1209,6
	REFPROP	16,8	58,4	157,0	350,7	684,9	1210,7
	Diferença	1,87%	0,12%	0,63%	0,76%	0,52%	0,09%

Todos os dados comparados são satisfatoriamente próximos, portanto considerou-se que esta parte da modelagem está adequada aos objetivos da pesquisa. As maiores diferenças foram encontradas para o CO₂. No caso dos dados de saturação deste fluido, a diferença provavelmente se deve à presença do oxigênio - um elemento muito mais eletronegativo que o carbono. Mesmo que a

polaridade resultante da molécula seja neutra, suas ligações são fortemente polares, fazendo com que a substância não seja tão bem modelada pela equação de Peng-Robinson quanto os hidrocarbonetos.

Os valores dos coeficientes de interação k_{ij} foram validados por meio da comparação de dados experimentais de equilíbrio líquido-vapor (VLE - do inglês *vapor liquid equilibrium*) obtidos na literatura com os valores calculados pelo Aspen Hysys®. Os valores experimentais e calculados foram comparados em gráficos para cada par de fluidos refrigerantes considerado.

Conforme citado no Capítulo 4, os coeficientes de interação binária no banco de dados do software utilizado são diferentes para as duas opções de nomenclatura dos fluidos estudados (por exemplo: Propano e R290). Com o objetivo de escolher a opção que melhor se aproxime dos valores experimentais, foram testados pares utilizando a nomenclatura IUPAC e a da ASHRAE.

Os dados experimentais do par **CO₂ + propano** foram retirados do trabalho de Reamer e Sage (1964). Na Figura 5-1 são apresentados os resultados do artigo em comparação com os do simulador utilizando as nomenclaturas IUPAC (A) e ASHRAE (B). Pode ser visto que, enquanto para a primeira os dados calculados se aproximam bastante dos valores experimentais, para a segunda há um erro expressivamente maior. Dessa forma se optou por selecionar os componentes com nome "**CO₂**" e "**propane**" para as simulações envolvendo misturas destes fluidos, e não "R744" e "R290".

O mesmo procedimento de validação foi realizado para as demais misturas binárias. O trabalho experimental adotado como referência, as figuras em que as comparações são apresentadas e a nomenclatura escolhida estão relacionados na Tabela 5-3.

Tabela 5-3 - Relação dos trabalhos de referência para dados experimentais de VLE das misturas binárias estudadas e figuras em que a comparação dos dados é mostrada.

Mistura binária	Trabalho de referência	Figura
CO ₂ + propano	(REAMER; SAGE, 1964)	Figura 5-1
CO ₂ + n-butano	(KALRA; KRISHNAN; ROBINSON, 1976)	Figura 5-2
CO ₂ + i-butano	(WEBER, 1989)	Figura 5-3
etano + propano	(CLARK; STEAD, 1988)	Figura 5-4
etano + n-butano	(CLARK; STEAD, 1988)	Figura 5-5
etano + i-butano	(BESSERER; ROBINSON, 1973)	Figura 5-6
propano + n-butano	(CLARK; STEAD, 1988)	Figura 5-7
propano + i-butano	(HIPKIN, 1966)	Figura 5-8

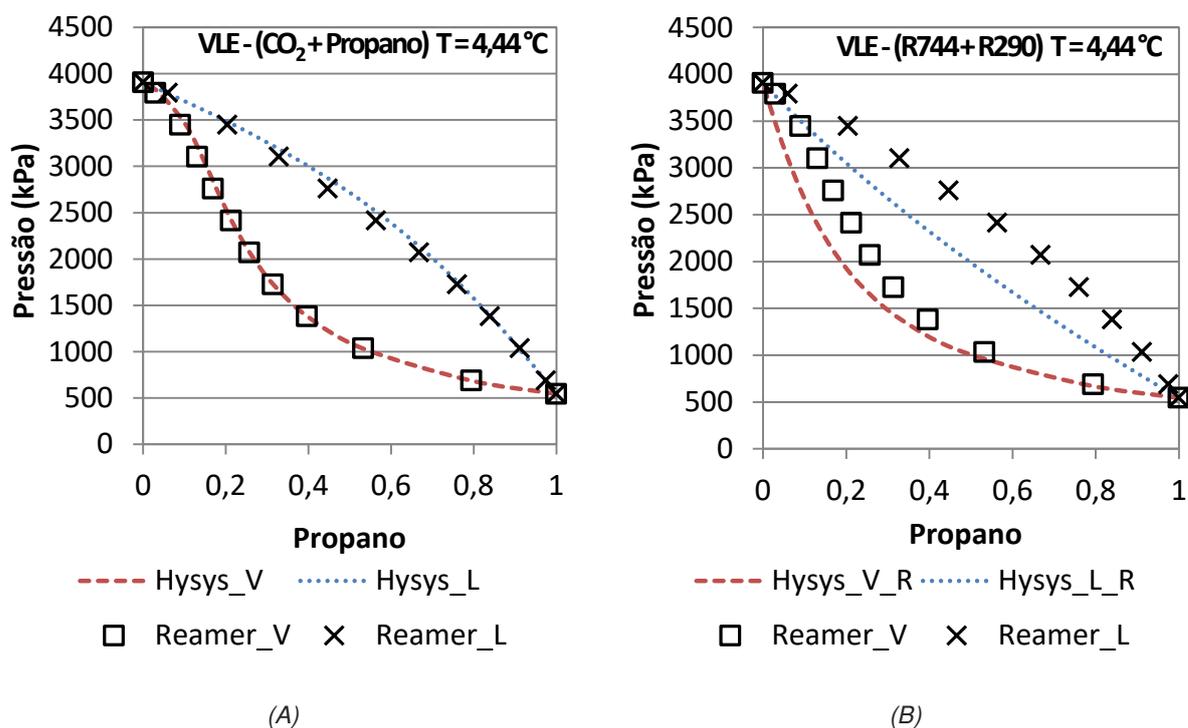


Figura 5-1 - Comparação de dados de VLE a T = 4,44 °C para o par CO₂ + Propano utilizando a nomenclatura (A) IUPAC (B) ASHRAE.

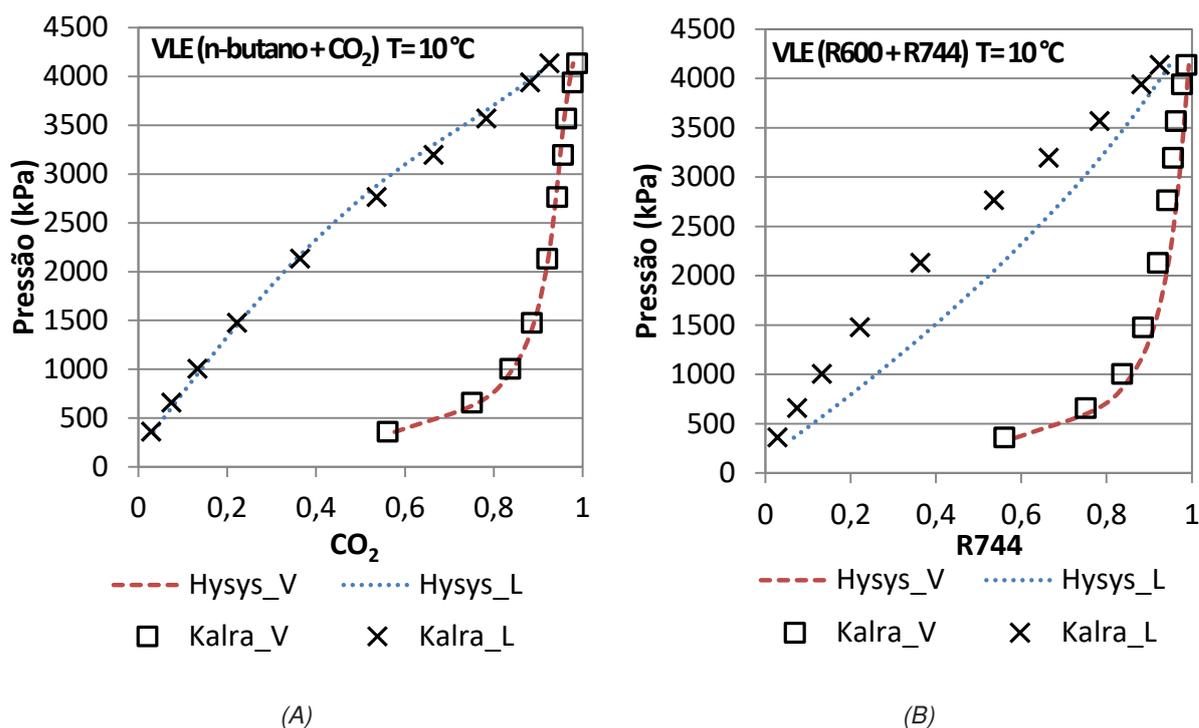


Figura 5-2– Comparação de dados de VLE a $T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ para o par $\text{CO}_2 + n\text{-Butano}$ utilizando a nomenclatura (A) IUPAC (B)ASHRAE.

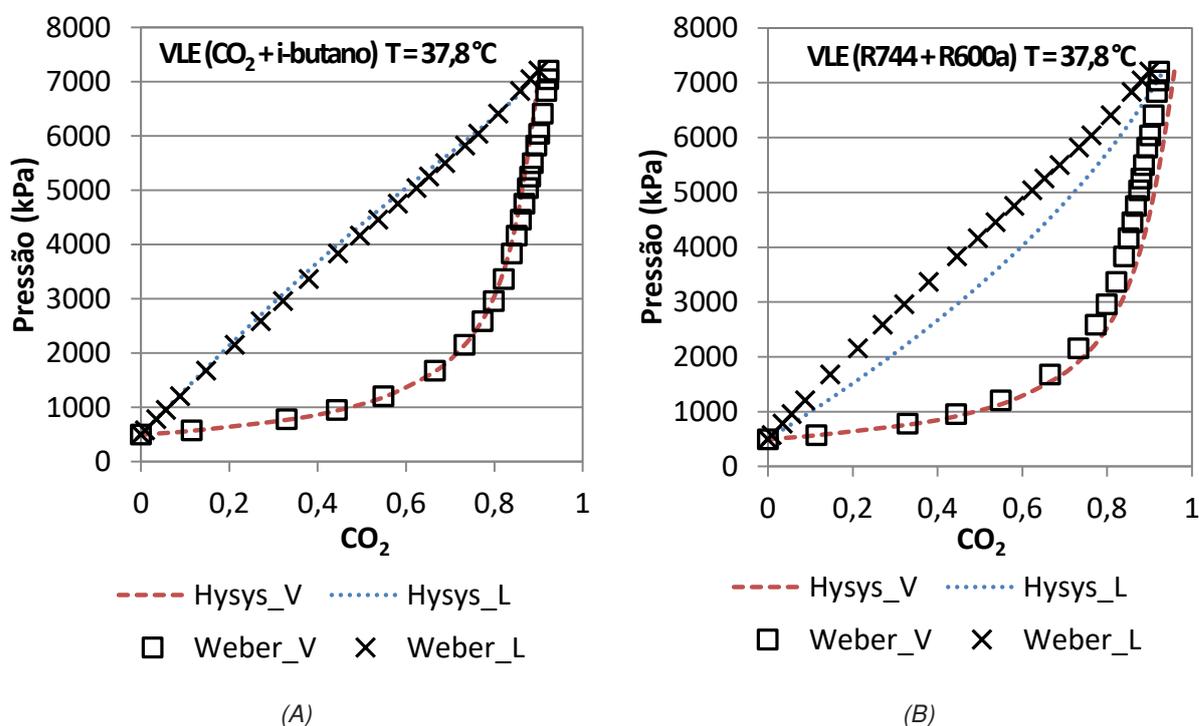


Figura 5-3– Comparação de dados de VLE a $T = 37,8 \text{ }^\circ\text{C}$ para o par $\text{CO}_2 + i\text{-Butano}$ utilizando a nomenclatura (A) IUPAC (B) ASHRAE.

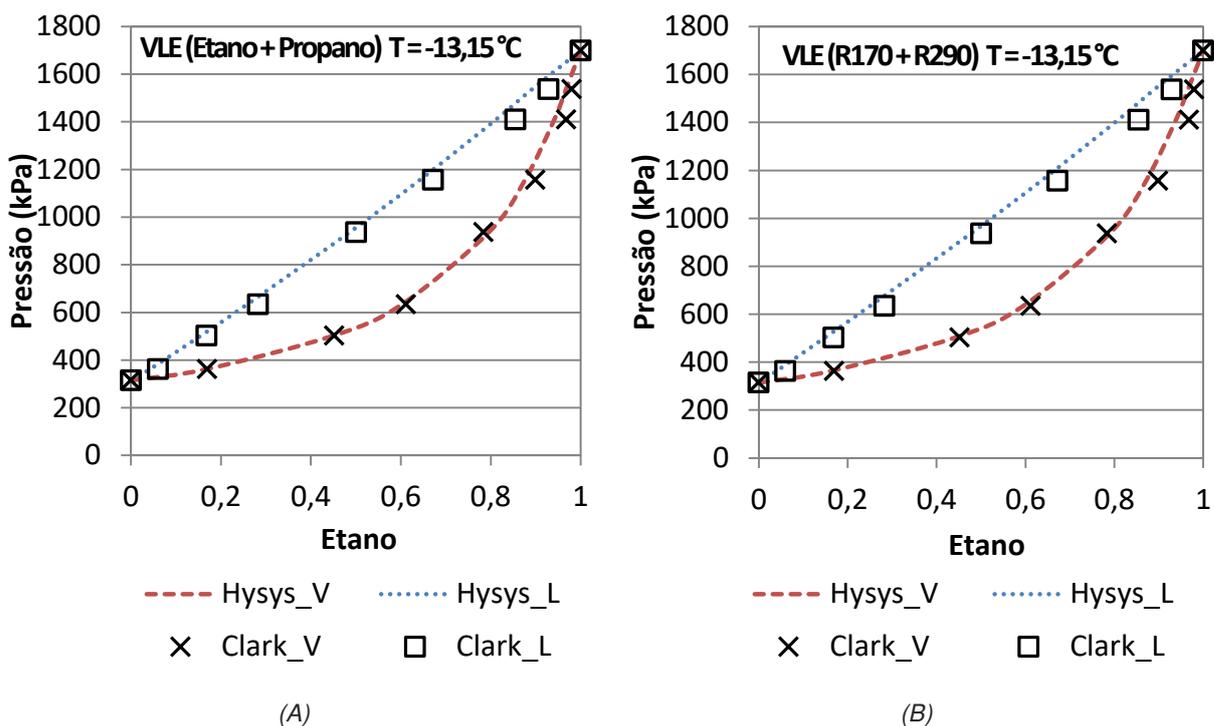


Figura 5-4- Comparação de dados de VLE a $T = -13,15$ °C para o par Etano + Propano utilizando a nomenclatura (A) IUPAC (B) ASHRAE.

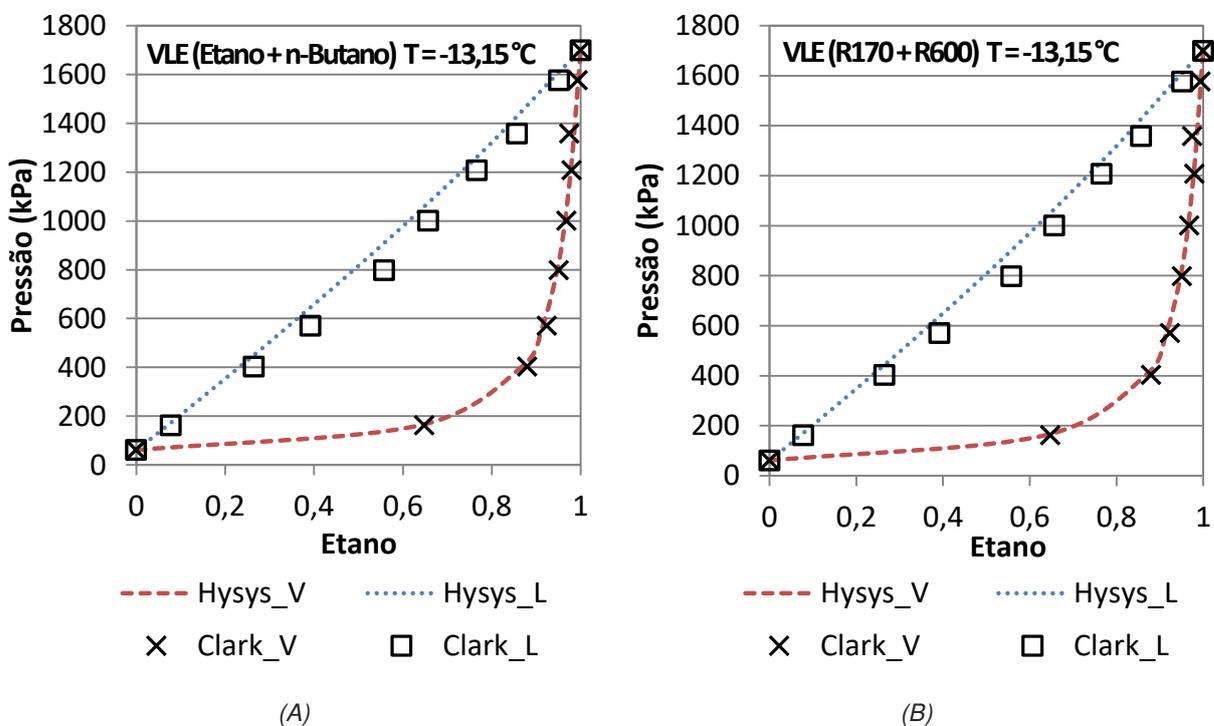


Figura 5-5- Comparação de dados de VLE a $T = -13,15$ °C para o par Etano + n-Butano utilizando a nomenclatura (A) IUPAC (B) ASHRAE.

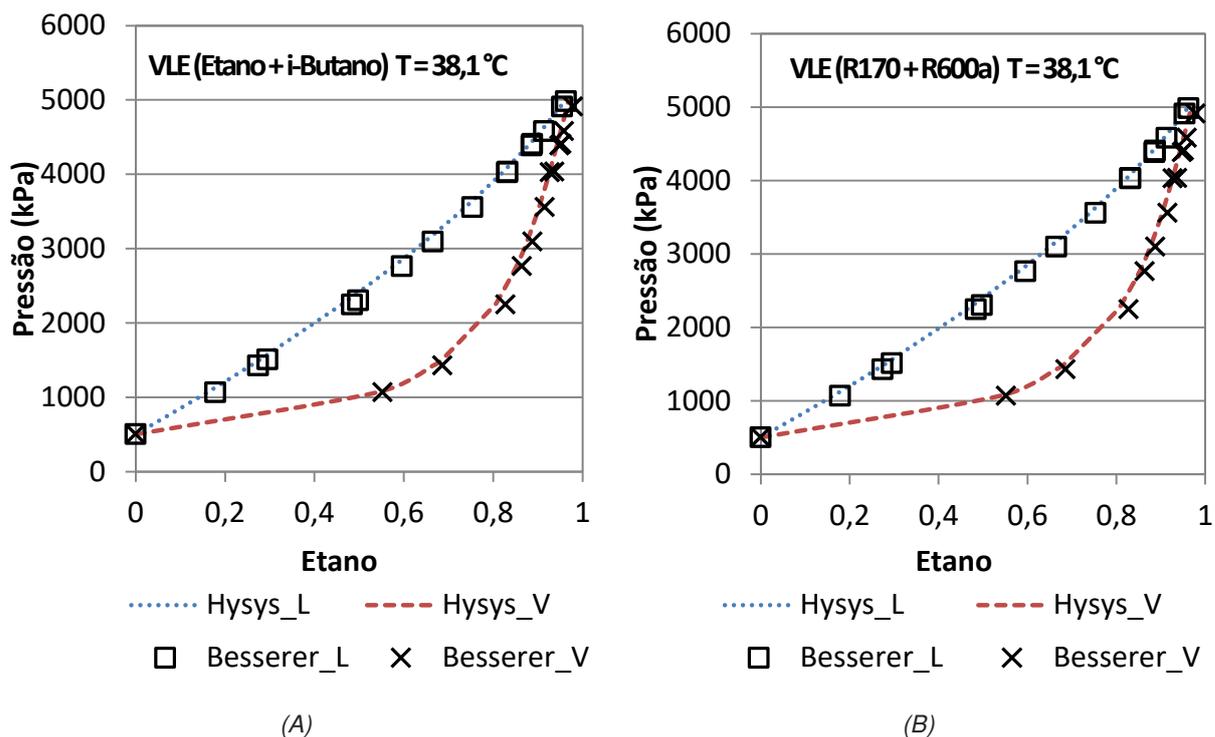


Figura 5-6- Comparação de dados de VLE a $T = 38,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ para o par Etano + i-Butano utilizando a nomenclatura (A) IUPAC (B) ASHRAE.

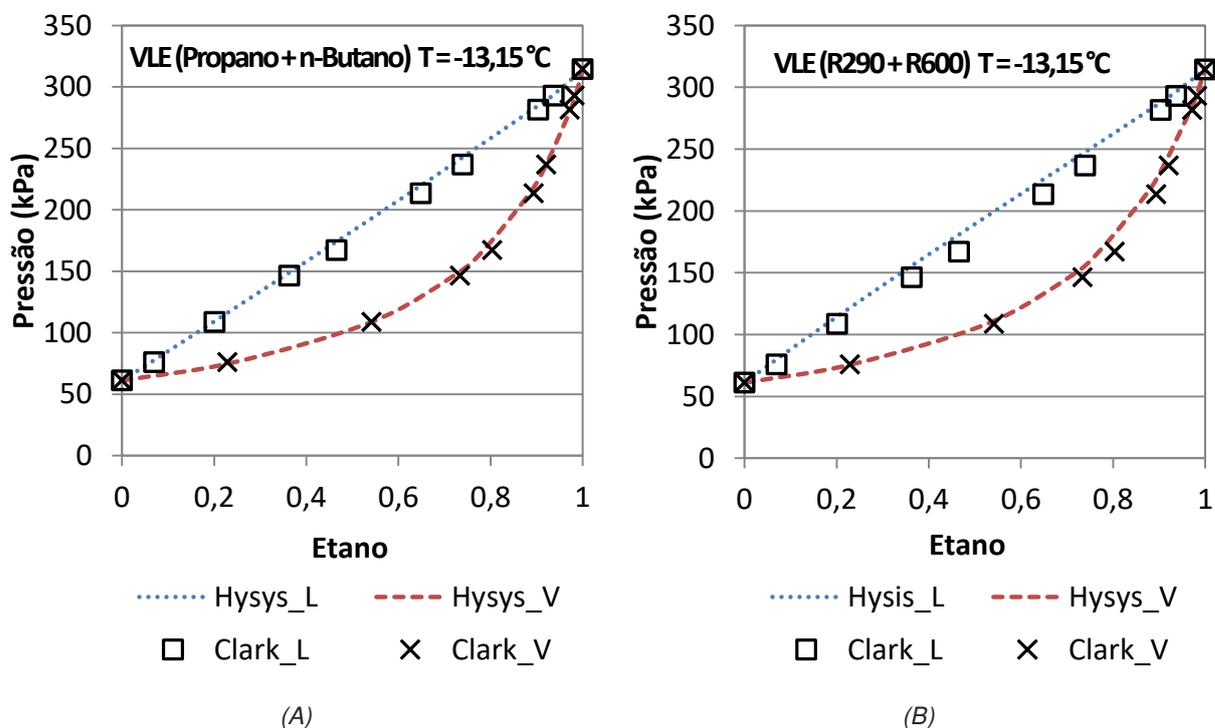


Figura 5-7- Comparação de dados de VLE a $T = -13,15 \text{ } ^\circ\text{C}$ para o par Propano + n-Butano utilizando a nomenclatura (A) IUPAC (B) ASHRAE.

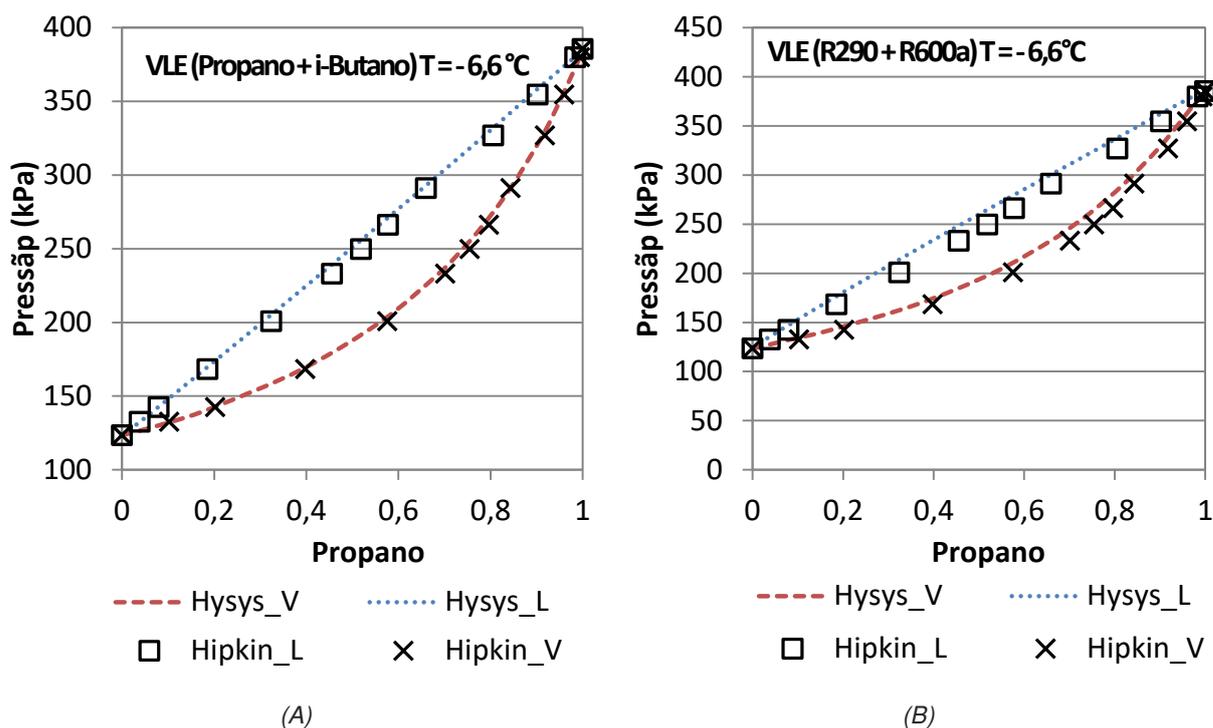


Figura 5-8- Comparação de dados de VLE a $T = -13,15^{\circ}\text{C}$ para o par Propano+ i-Butano utilizando a nomenclatura (A) IUPAC (B)ASHRAE.

Observou-se que, para as misturas que envolvem CO_2 , as propriedades relacionadas à nomenclatura IUPAC dos componentes no simulador levaram a resultados significativamente mais próximos aos valores experimentais. Para as misturas de hidrocarbonetos as diferenças entre o uso dos componentes com nomenclatura IUPAC ou ASHRAE foram pequenas, mas em geral foram ainda um pouco melhores para a primeira. Tendo em vista os resultados obtidos e a padronização da seleção de componentes no simulador, adotou-se o critério de utilizar sempre os componentes com nomenclatura IUPAC: CO_2 , ethane, propane, n-butane e i-butane.

5.2. Validação da simulação

Após a validação das propriedades dos refrigerantes puros e de suas misturas binárias, a simulação do ciclo como um todo foi validada através da comparação com o trabalho de (REDÓN; PITARCH; CORBERÁN, 2014). Os autores modelaram uma bomba de calor com tanque *flash* e injeção de vapor operando com Propano puro (R290) como fluido refrigerante. As condições descritas pelos autores foram reproduzidas no simulador e os resultados obtidos foram comparados,

conforme apresentado na Tabela 5-4. As diferenças foram calculadas de acordo com a Equação (5-1).

Os índices de referência utilizados na Tabela 5-4 correspondem aos da Figura 2-6. Por se tratar de uma bomba de calor, o foco do trabalho de Redón *et al.* é o calor liberado no condensador (Q_q), que foi definido como variável de entrada para a validação. Foram comparados os valores da fração de injeção (x_{inj}), que é a razão entre a vazão molar de vapor injetado e a vazão total, o superaquecimento após o primeiro estágio de compressão (Sh_{int}), a temperatura de saída do compressor (T_4) e o COP.

Os resultados obtidos com a simulação em Aspen HYSYS para COP e temperatura de descarga do compressor apresentaram diferença menor que 1% em relação aos apresentados no artigo. Já os valores de fração de injeção (x_{inj}) e superaquecimento no estágio intermediário foram respectivamente 5,2% e 10% diferentes da referência. Mesmo com os desvios um pouco maiores para estas últimas duas propriedades, os resultados obtidos para a simulação do ciclo em Aspen HYSYS® foram considerados satisfatoriamente próximos àqueles reportados no trabalho de referência. As divergências encontradas podem ser devidas ao modelo termodinâmico ou outras considerações da modelagem não especificados no artigo de (REDÓN; PITARCH; CORBERÁN, 2014).

Tabela 5-4 –Dados de entrada e resultados do FTVI operando com R290 conforme apresentados por (REDÓN; PITARCH; CORBERÁN, 2014) e reproduzidos em Aspen HYSYS®.

Dados de entrada		Resultados			
		Redón et al.	Aspen Hysys®	Diferença	
T_{cond} (°C)	65				
T_{evap} (°C)	-8				
T_5 (°C)	60	x_{inj}	0,2844	0,2991	5,2%
T_1 (°C)	-3	Sh_{int} (°C)	6,8	6,12	10,0%
P_3 (kPa)	1037	T_4 (°C)	74,5	73,99	0,7%
η_{comp}	100%	COP_{BC} (kW)	3,888	3,868	0,5%
Q_q (kW)	15.98				

Com a validação das propriedades termodinâmicas dos componentes puros, do equilíbrio líquido-vapor das misturas binárias e da operação do FTVI, o

modelo construído em Aspen HYSYS® foi considerado confiável e adequado ao propósito do presente trabalho. A partir daí foram simulados diversos cenários de operação do ciclo de refrigeração proposto, conforme apresentado nos Capítulos 6, 7 e 8.

Capítulo 6 – Análise paramétrica

Neste capítulo serão apresentados os resultados da análise paramétrica realizada para o FTVI e o VCC. Esta análise teve como objetivo conhecer o comportamento dos fluidos refrigerantes nas condições de operação dos ciclos de refrigeração que atendam às demandas da produção de cerveja, conforme apresentado na seção 2.3, e detalhado no Capítulo 4. O maior conhecimento do comportamento dos sistemas estudados permitiu o estabelecimento de limites e restrições a serem considerados na otimização dos ciclos apresentada nos Capítulos 7 e 8.

6.1. Metodologia

As simulações utilizadas para a análise paramétrica foram realizadas conforme a metodologia e as considerações apresentadas no Capítulo 4.

As temperaturas de referência foram fixadas de acordo com as propriedades dos fluidos refrigerantes considerados, de forma a respeitar a diferença mínima de temperatura entre os fluidos de troca térmica no evaporador e no condensador. O próprio estabelecimento das temperaturas viáveis para o máximo de combinações de composição e ER de cada par de fluidos refrigerantes foi um importante resultado obtido.

A composição do refrigerante foi variada, para cada par, ao longo de toda a faixa avaliada em intervalos de 10%, assim como a razão de expansão. Dessa forma, considerando cada conjunto de par de fluidos refrigerantes e temperaturas de referência foram propostos 88 cenários diferentes.

6.2. Resultados e discussão

Os cenários propostos para os ciclos de refrigeração na etapa de análise paramétrica foram muitos, o que permitiu um melhor conhecimento do comportamento das misturas de fluidos refrigerantes escolhidas nas condições

compatíveis com as temperaturas de operação características da aplicação na refrigeração de mosto de cerveja fermentado.

Serão apresentadas inicialmente as temperaturas no condensador e no evaporador determinadas para cada par de fluidos refrigerantes. O estabelecimento destas temperaturas visou possibilitar que a análise paramétrica fosse realizada tendo-as como referência para a maior faixa possível de composições. Em seguida, os resultados obtidos para o par Etano/ Propano serão discutidos a partir da análise do COP, das temperaturas ao longo dos trocadores de calor e da vazão de refrigerante, bem como da distribuição da razão de compressão e da potência entre os dois estágios do compressor. Os resultados análogos obtidos para os demais sete pares de fluidos não serão apresentados por motivo de concisão.

6.2.1. Definição das temperaturas de referência

Ao estabelecer as temperaturas de vapor saturado no condensador (T_{4vsat}) e de entrada do evaporador (T_8), verificou-se que alguns valores viáveis para as composições mais próximas dos componentes puros levavam ao cruzamento de temperaturas (fisicamente impossível) nos trocadores de calor quando aplicados a misturas mais próximas de 50%. Isso se deve ao maior *glide* de temperatura ao longo da mudança de fase apresentado por estas misturas, como exemplificado na Figura 6-4 e na Figura 6-8 mais adiante.

A temperatura de vapor saturado fixada deve ainda ser inferior à temperatura crítica dos fluidos refrigerantes para que os ciclos propostos sejam viáveis. Com as considerações adotadas para a água de resfriamento (entrada a 25 °C e saída a 35 °C), as misturas contendo Etano ou CO₂ têm possibilidades mais restritas, uma vez que suas temperaturas críticas são de 32,17 °C e 30,98 °C, respectivamente.

Os cenários avaliados, apresentados na Tabela 6-1, foram definidos de forma a contemplar a maior faixa possível de composições e ER para cada mistura binária de refrigerantes, possibilitando avaliar o efeito da variação destes no COP e em outros parâmetros tais como a variação de temperatura dos refrigerantes nos trocadores de calor (ΔT_{evap} e ΔT_{cond}), a vazão mássica e a razão de compressão.

Tabela 6-1 - Temperaturas de referência e faixas de ER e composição avaliadas para cada mistura binária.

Refrigerantes	T_8 (°C)	$T_{4\text{vsat}}$ (°C)	ER	Composição
Etano + Propano	-15	45	10 a 70%	0 a 80%
Etano + n-Butano	-35	80	10 a 60%	0 a 60%
Etano + Isobutano	-35	70	10 a 80%	0 a 60%
Propano+ n-Butano	-15	45	10 a 70%	0 a 100%
Propano+ Isobutano	-10	45	10 a 70%	0 a 100%
CO₂+ Propano	-20	65	10 a 80%	0 a 60%
CO₂+ n-Butano	-10	85	10 a 80%	0 a 10%
CO₂+ Isobutano	-15	80	10 a 80%	0 a 10%

A seguir serão apresentados os resultados obtidos para a mistura de Etano e Propano. Análises similares foram realizadas para todos os demais pares de fluidos.

6.2.2. Etano e Propano

Conforme apresentado na Tabela 6-1, as simulações com a mistura de refrigerantes Etano e Propano foram realizadas adotando a temperatura de -15 °C para a corrente de entrada do evaporador (#8) e vapor saturado a 45 °C no interior do condensador. Verificou-se que estas condições não são possíveis para misturas contendo mais que 80% de Etano, de forma que os resultados aqui apresentados contemplam composições desde propano puro (0%) até a mistura com 20% de Propano (80%). Para maiores frações de Etano, a temperatura de 45 °C é superior ao ponto crítico da mistura, inviabilizando a configuração escolhida. Além disso, observou-se que a razão de expansão de 80% não é viável para a maioria das composições dessa mistura binária.

Todas as configurações simuladas atenderam às limitações estabelecidas de razão de compressão (inferior a 13), pressão (superior à pressão ambiente na corrente de entrada do evaporador) e ausência líquido na corrente de entrada do segundo estágio de compressão. A diferença de temperatura entre os fluidos de troca térmica foi maior que o mínimo estabelecido (5°C) tanto no evaporador quanto no condensador do VCC e do FTVI para todos os casos.

Coeficiente de desempenho (COP)

Na Figura 6-1 os resultados de COP são apresentados em função da composição do refrigerante para o VCC e para cada razão de expansão (ER) do FTVI. Observou-se que as composições com 30 e 40% de Etano têm o maior desempenho para todos os valores de ER. As razões de expansão de 40, 50 e 30% levaram aos maiores valores de COP para todas as composições de mistura avaliadas, tendo resultados muito próximos entre si. Sendo assim, as combinações entre essas composições de fluido refrigerante e razão de expansão na primeira válvula formam uma “região” de desempenho máximo, como pode ser visualizado na Figura 6-2. O maior COP obtido foi 3,46, correspondente à mistura com 40% de Etano, no FTVI com ER = 40%.

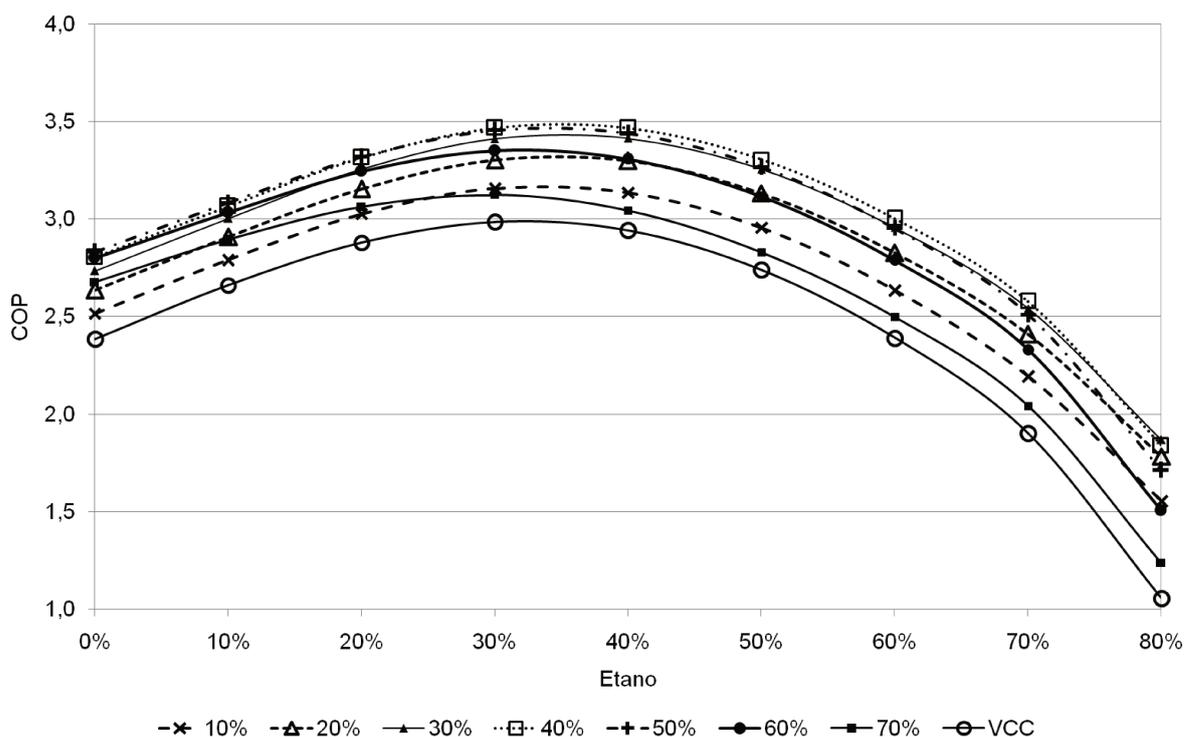


Figura 6-1 - COP em função da porcentagem de Etano para o VCC e para cada ER do FTVI.

Comparando os resultados obtidos para diferentes valores de ER verifica-se que a tendência ao longo da faixa de composição é a mesma: partindo do Propano puro a adição de etano leva a uma melhora progressiva do COP até as frações de 30% a 40%; a partir daí o desempenho piora com o aumento da fração de Etano, e passa a ser inferior ao do Propano puro para misturas com 60% ou mais do componente mais leve.

O VCC apresentou desempenho inferior a todas as configurações de FTVI para uma mesma composição.

Por meio da Figura 6-2 pode-se perceber que a variação da composição do refrigerante leva a maiores variações do COP do que a variação da razão de expansão. Com o aumento da fração de Etano na composição o desempenho do sistema piora significativamente.

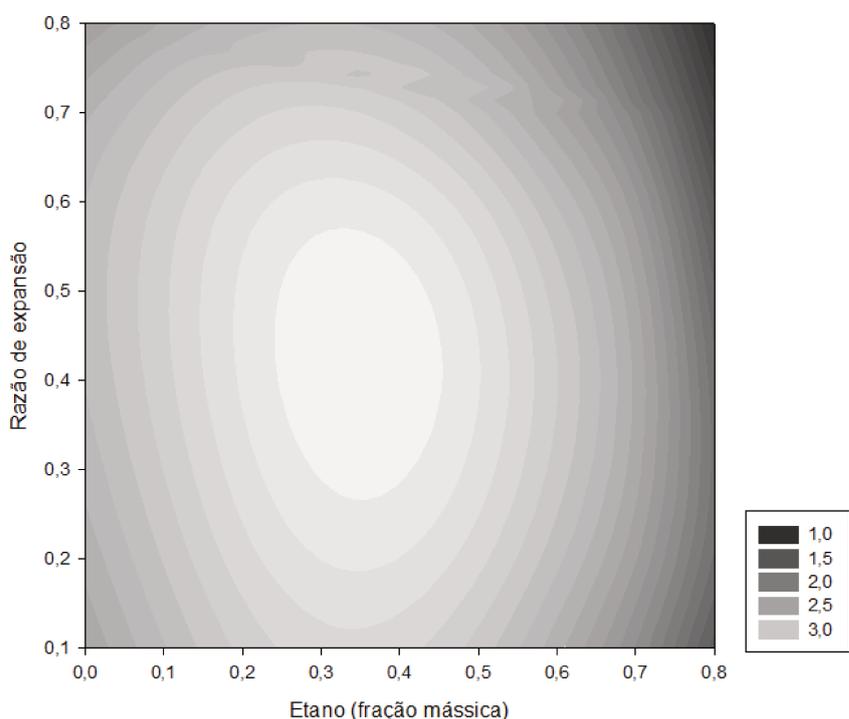


Figura 6-2 – COP do FTVI em função da fração mássica de etano e da ER.

Apesar de apresentar os piores desempenhos para todas as razões de expansão do FTVI, as composições de refrigerante mais ricas em Etano propiciam também os maiores ganhos de desempenho do sistema com injeção de vapor em relação ao ciclo de compressão em um estágio. Na Figura 6-3 são apresentadas as comparações, feitas de acordo com a Equação (6-1), do COP do FTVI com o do VCC operando com a mesma composição de refrigerante. Observou-se que para todas as composições e razões de expansão o FTVI apresenta desempenho superior ao VCC, conforme esperado para os pontos de temperatura fixados. Com a ER de 40% o ganho varia entre 15% e 74%.

$$COP_{ganho}(\%) = \left[\frac{COP_{FTVI} - COP_{VCC}}{COP_{VCC}} \right] \times 100$$

6-1

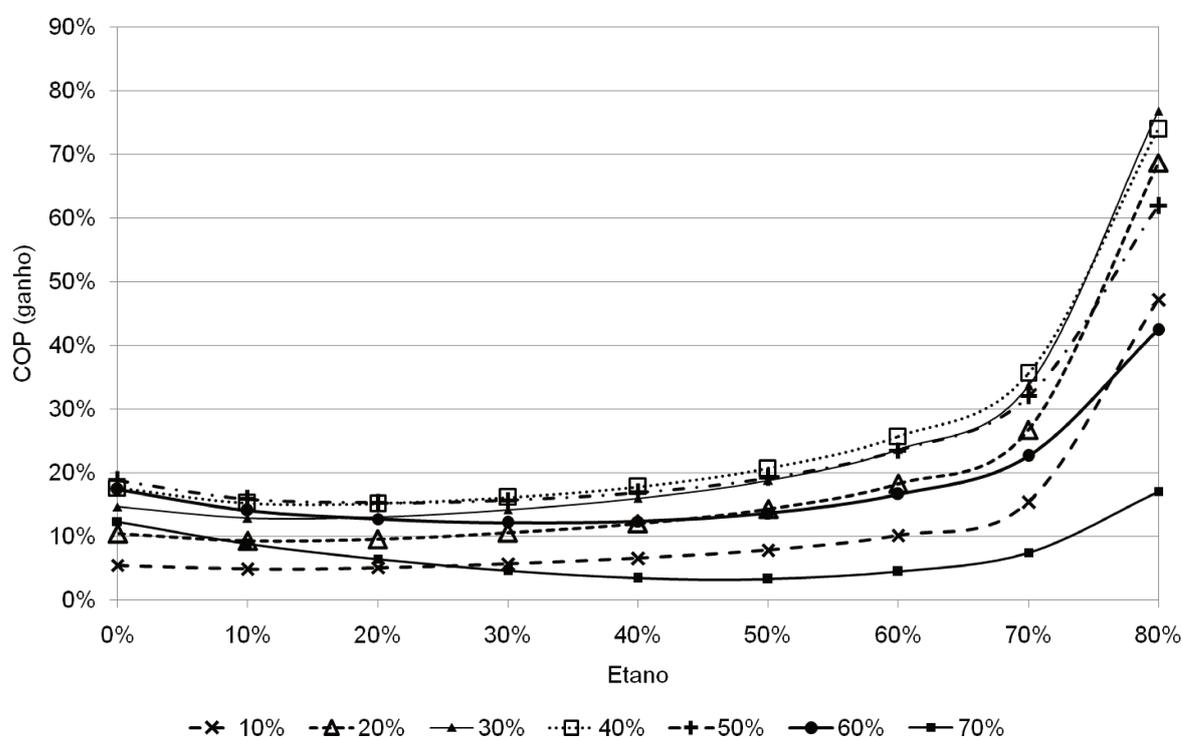


Figura 6-3 - Ganho de COP em relação ao VCC para cada ER do FTVI em função da composição.

Análise das temperaturas e da vazão

Com o objetivo de explorar a mudança de temperatura do refrigerante ao longo das mudanças de fase, a mesma foi avaliada de duas formas diferentes nos dois trocadores de calor dos ciclos simulados. A primeira forma, a que se chamou RTG (do inglês *Refrigerant Temperature Glide*) é o intervalo de temperatura da mudança de fase completa, ou seja: de vapor saturado a líquido saturado ou vice-versa. A segunda forma é a diferença de temperatura (ΔT_{refr}) entre a entrada e a saída dos trocadores. No caso do evaporador a entrada é uma mistura de líquido e vapor ($\Delta T_{refr} < RTG$), enquanto a entrada do condensador é vapor superaquecido ($\Delta T_{refr} > RTG$).

Na Figura 6-4 são mostrados os resultados do RTG correspondentes às condições do evaporador em função da fração mássica de Etano para o VCC e para cada ER do FTVI. Observa-se que, até 50% de Etano, quanto maior a expansão na primeira válvula menor o intervalo de temperatura de mudança de fase, sendo o

maior RTG correspondente ao VCC (em que não há remoção do vapor de flash) e o menor, ao FTVI com $ER = 0,8$. Esse resultado é esperado, pois quanto maior a remoção de vapor no tanque flash mais rica no fluido menos volátil é a mistura de refrigerante que passa pelo evaporador, aproximando-se da mudança de fase de um processo isotérmico – como é para as substâncias puras. Essa mesma razão explica também a tendência inversa para composições com mais de 50% de Etano: neste caso, como o componente mais leve é majoritário, quanto maior a expansão anterior à separação no tanque flash, mais distante do componente puro estará a mistura de refrigerantes que chega ao evaporador, fazendo com que a maior ER leve ao maior RTG.

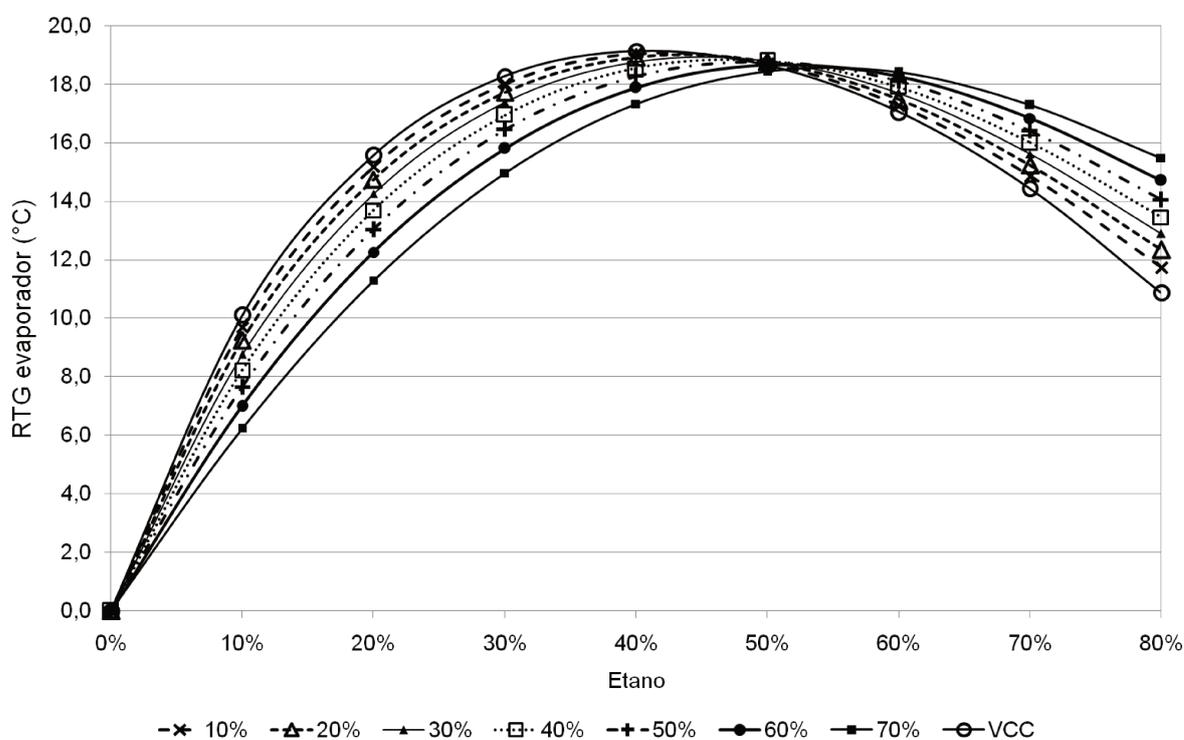


Figura 6-4 - RTG de evaporação em função da composição para o VCC e para cada ER do FTVI.

Quando se trata da diferença de temperatura efetivamente observada no evaporador, no entanto, apenas a segunda tendência é observada: maiores ER correspondem a maiores ΔT_{refr} para toda a faixa de composição, conforme mostrado na Figura 6-5. Esse resultado pode ser parcialmente explicado pela variação da vazão mássica que passa pelo evaporador, sendo responsável por capacidade de resfriamento fixa: quanto maior a razão de expansão, menor a vazão, sendo necessária uma maior fração de líquido no início do evaporador, o que corresponde a um maior gradiente de temperatura até o estado de vapor saturado.

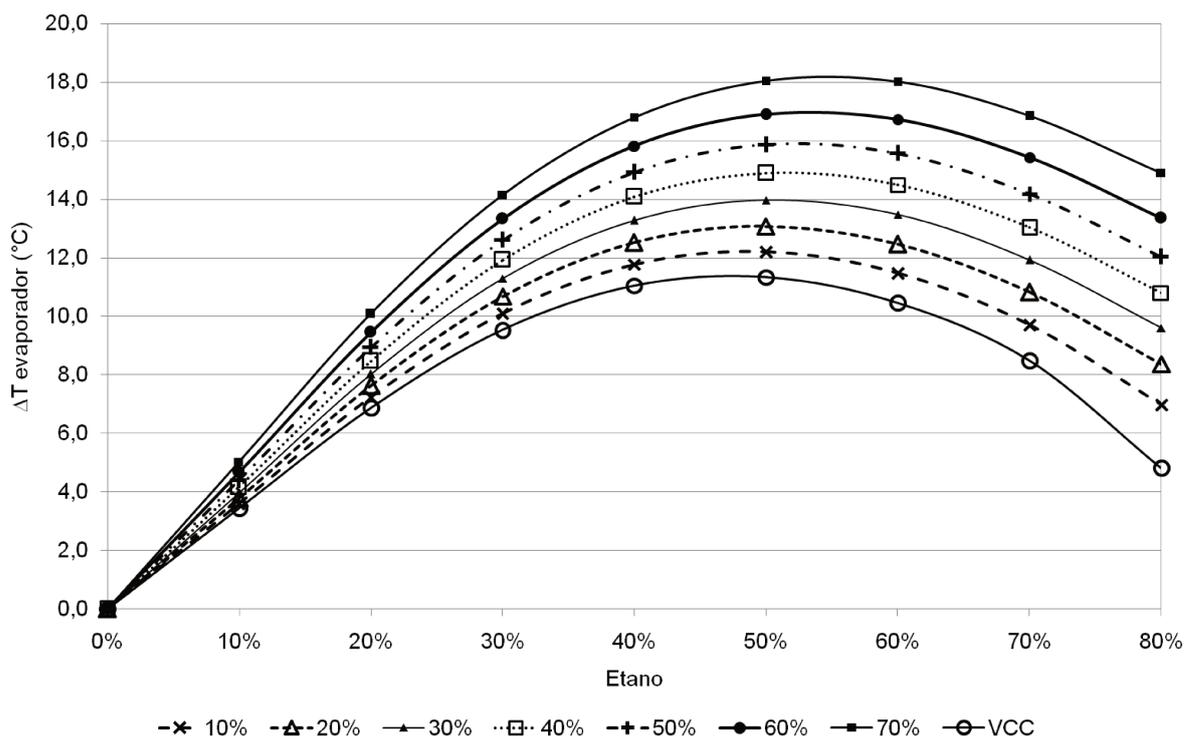


Figura 6-5 - ΔT no evaporador em função da composição para o VCC e para cada ER do FTVI.

Os cenários que apresentaram maior COP tiveram também ΔT_{refr} próximo à mudança de temperatura do fluido de troca térmica no evaporador (12,4 °C), o que indica uma boa semelhança no *glide* de temperatura. No entanto, diversos valores de composição e ER levaram a ΔT_{refr} na mesma faixa de temperatura e, no entanto, apresentaram pior desempenho termodinâmico. Esta observação indica que a semelhança entre perfis de temperatura nos trocadores de calor não é decisiva para o COP no sistema estudado.

É importante ainda recordar que a consideração adotada neste trabalho – de que não há perda de carga ao longo dos trocadores de calor – não corresponde à realidade. A queda de pressão ao longo do evaporador tem como consequência uma diminuição da temperatura, reduzindo o *glide* resultante (RADERMACHER; HWANG, 2005). Esta observação deve ser levada em conta caso se pretenda encontrar as composições cujo perfil de temperatura melhor se adequa à troca térmica em questão.

A vazão mássica total do ciclo (#5) e a vazão que passa pelo evaporador (#8) são apresentadas para cada configuração simulada na Figura 6-6 e na Figura 6-7, respectivamente.

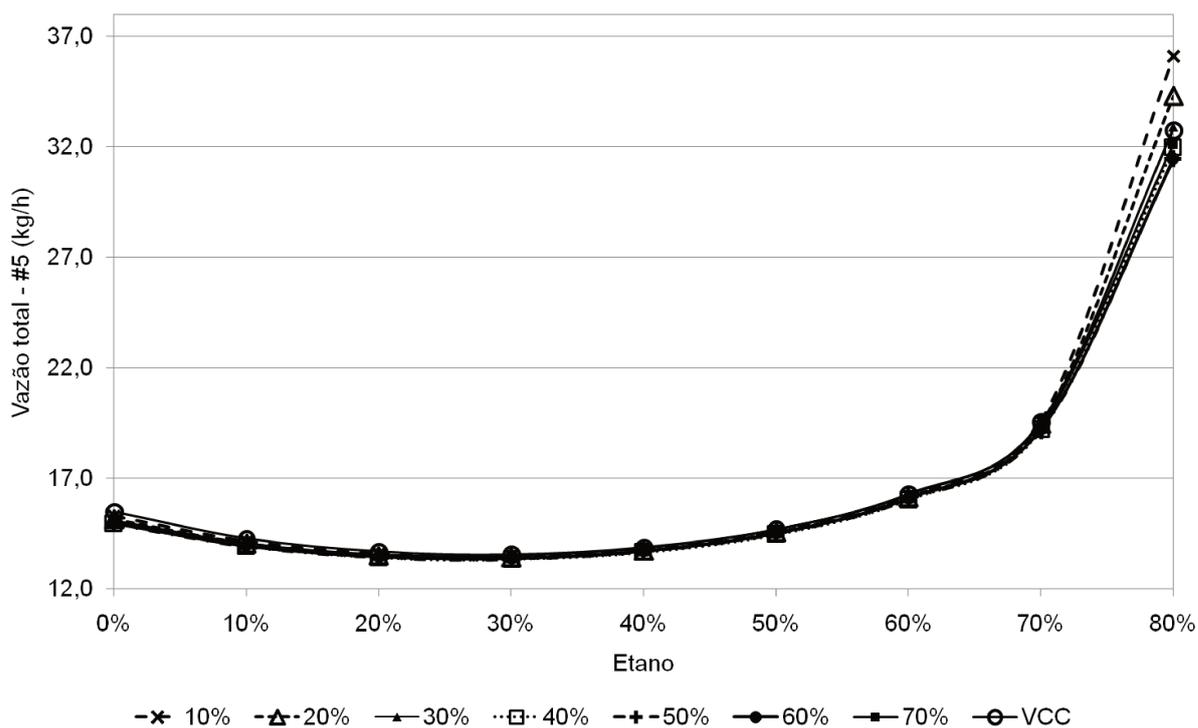


Figura 6-6 – Vazão mássica total de refrigerante em função da composição para o VCC e para cada ER do FTVI.

Toda a carga de fluido refrigerante do ciclo passa pelo condensador, de forma que a composição neste equipamento não depende da separação de vapor no flash e por esse motivo é igual para o VCC e todas as razões de expansão do FTVI. Assim o RTG de condensação a uma temperatura determinada de vapor saturado depende apenas da composição total definida (#5). Este resultado para o vapor saturado a 45 °C é mostrado na Figura 6-8. Observou-se que as composições com maior RTG de condensação dentre as avaliadas são aquelas entre 30% e 40% de Etano. Nas condições de evaporação, devido à mudança em relação à composição de referência provocada pela separação em tanque flash, as misturas entre 30% e 60% de Etano apresentaram os valores mais altos de RTG.

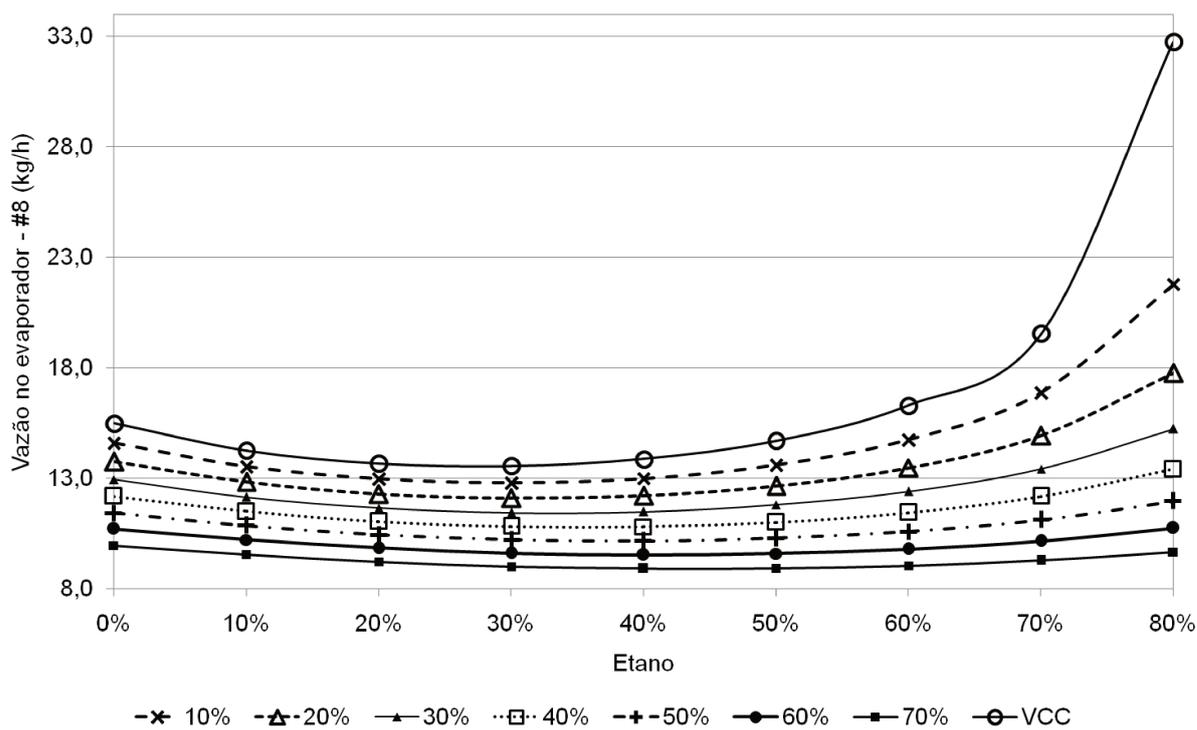


Figura 6-7 - Vazão mássica de refrigerante no evaporador em função da composição para o VCC e para cada ER do FTVI.

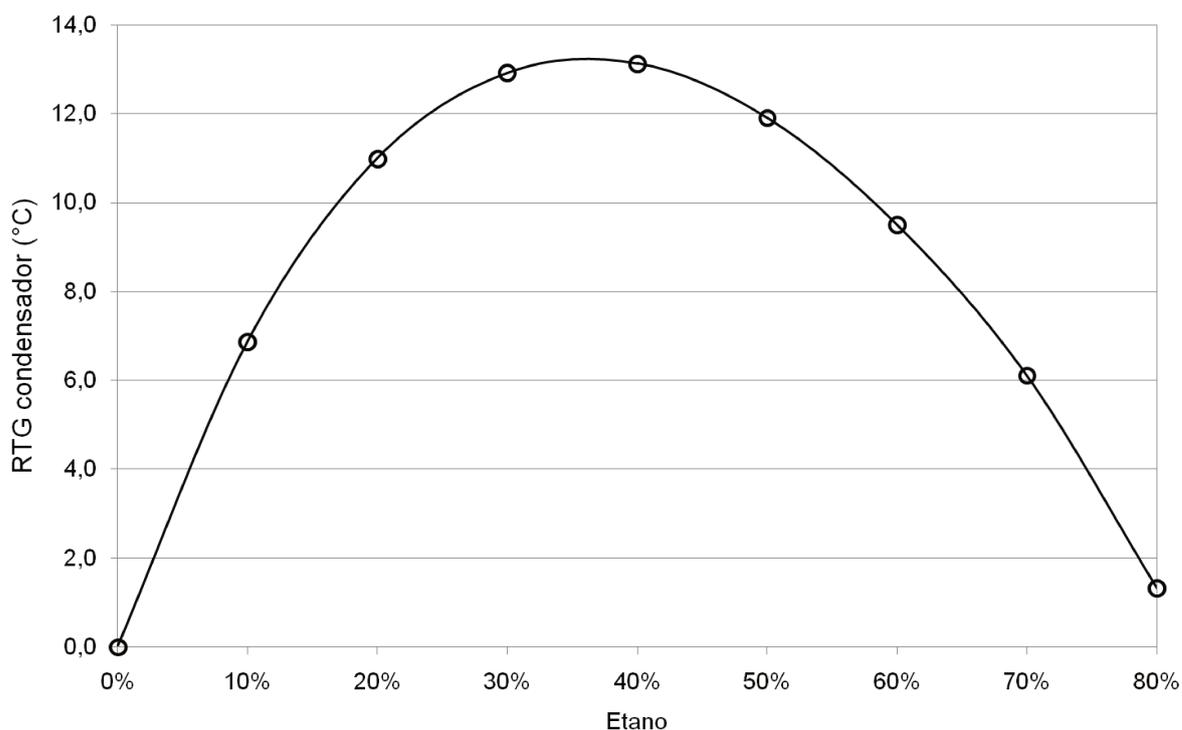


Figura 6-8 - RTG de condensação em função da composição para todos os ciclos simulados.

A mudança de temperatura sofrida pelo refrigerante no condensador varia de acordo com o superaquecimento decorrente da compressão. Não é interessante que o superaquecimento seja grande por motivos operacionais relacionados ao

compressor, como a degradação dos óleos lubrificantes. Os resultados de ΔT_{refri} no condensador em função da fração mássica de Etano para cada uma das configurações de ciclo simuladas são apresentados na Figura 6-9. Os maiores valores de ΔT_{refri} correspondem ao VCC e aos extremos da razão de expansão na primeira válvula do FTVI ($ER = 0,1$ e $0,8$). As ER de $0,2$ a $0,7$ apresentam resultados próximos entre si, sendo os menores ΔT_{refri} correspondentes às razões de expansão intermediárias ($0,4$ e $0,5$). Um valor de ER próximo a 50% tende a levar a uma melhor distribuição da carga entre o primeiro e o segundo estágio de compressão (como mostrado a seguir), favorecendo a redução do superaquecimento.

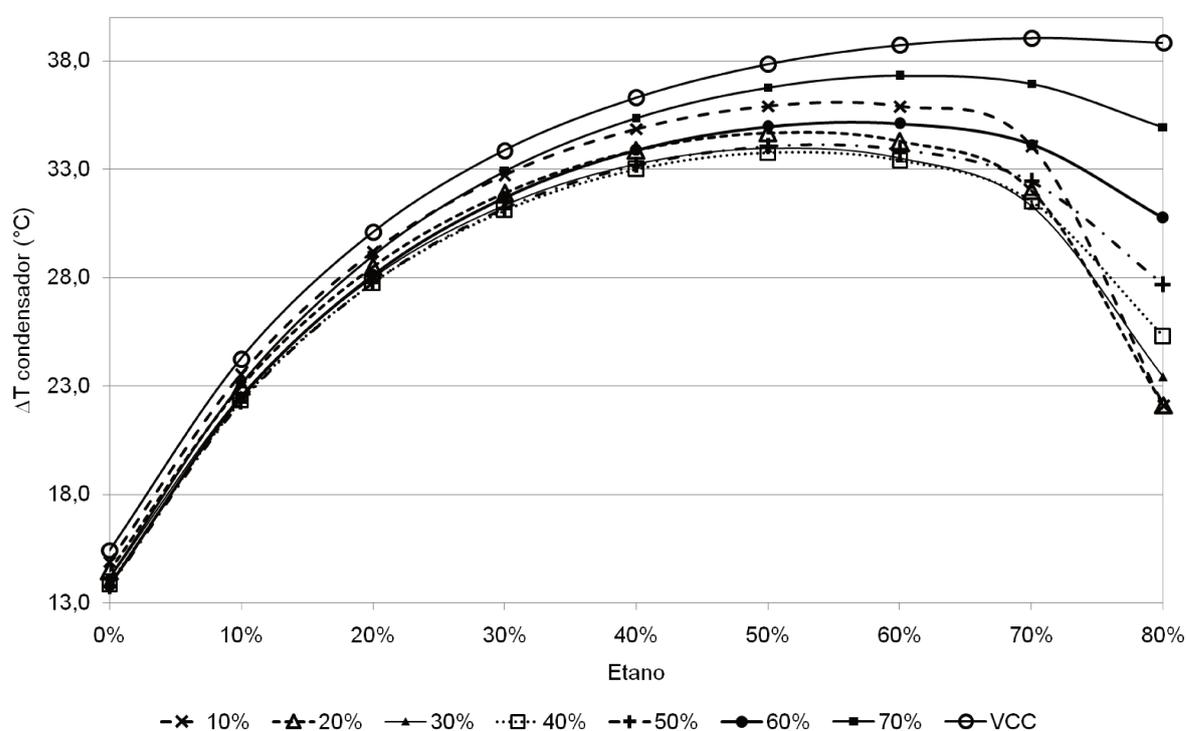


Figura 6-9 - ΔT no condensador em função da composição para o VCC e para cada ER do FTVI.

Distribuição de razão de compressão (CR) e potência

Com o objetivo de verificar a distribuição de carga entre os dois estágios de compressão do FTVI, compararam-se as razões de compressão (CR) e as potências (W) requeridas em cada um. A razão de compressão do segundo estágio independe da composição do refrigerante, sendo função apenas da ER, que determina a proporção entre as pressões alta e intermediária do ciclo. Por sua vez, a razão de compressão total praticamente não varia com a ER para uma mesma composição do refrigerante. Na Figura 6-10 são mostradas as médias dos valores

obtidos para diferentes composições de mistura com uma mesma ER tanto para a razão de compressão quanto para a potência de cada um dos estágios do compressor. Na Figura 6-11 pode-se visualizar a variação da razão de compressão com a composição do refrigerante e com a ER.

De acordo com (STOECKER, 1998), para a compressão ideal de ar em dois estágios, a pressão intermediária ideal é igual à média geométrica entre as pressões no evaporador e no condensador, o que corresponde a dizer que $CR1 = CR2$. No entanto, para sistemas de refrigeração, o autor afirma que pressões intermediárias um pouco maiores levam a uma menor potência total de compressão. Ou seja, idealmente, $CR1$ deve ser um pouco maior que $CR2$. Como uma das razões para esta tendência, (STOECKER, 1998) aponta a maior eficiência de um mesmo compressor quando opera com razões de compressão mais baixas. Além disso, a distribuição uniforme entre os estágios de compressão confere maior flexibilidade de operação ao sistema.

De acordo com este critério, as razões de expansão mais adequadas seriam entre 0,4 e 0,5.

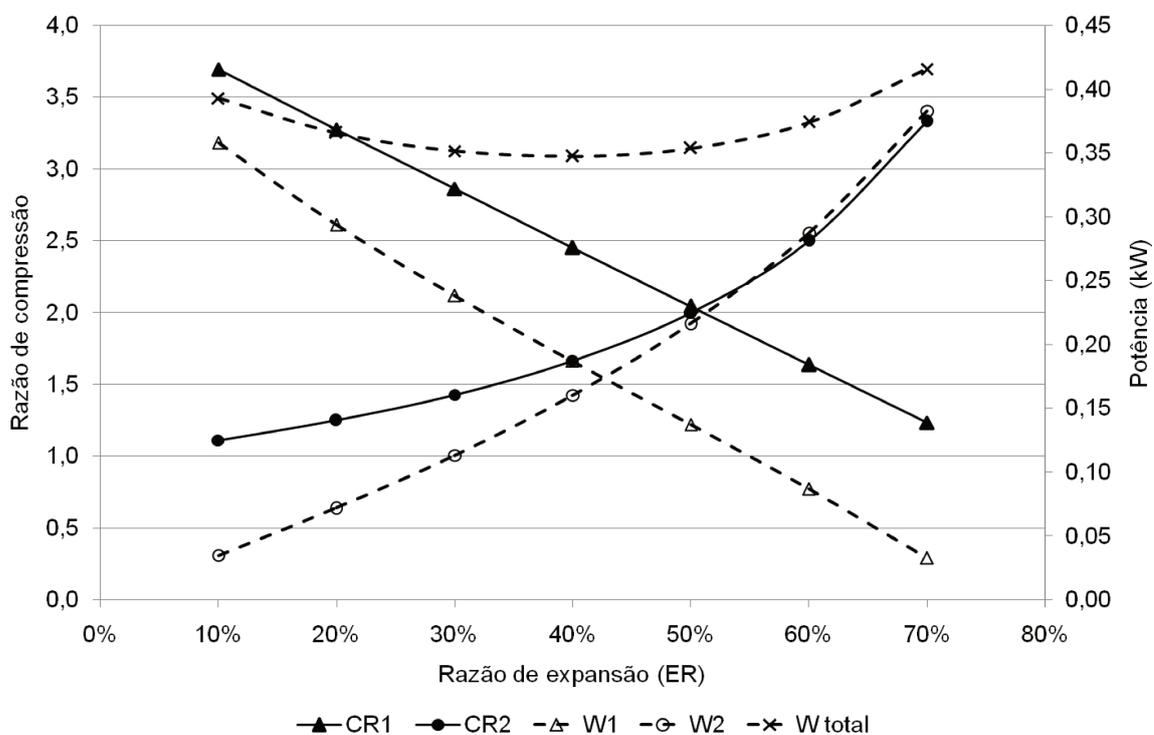


Figura 6-10 – Comparação das razões de compressão (CR) e potência (W) dos estágios de compressão do FTVI em função da razão de expansão na primeira válvula.

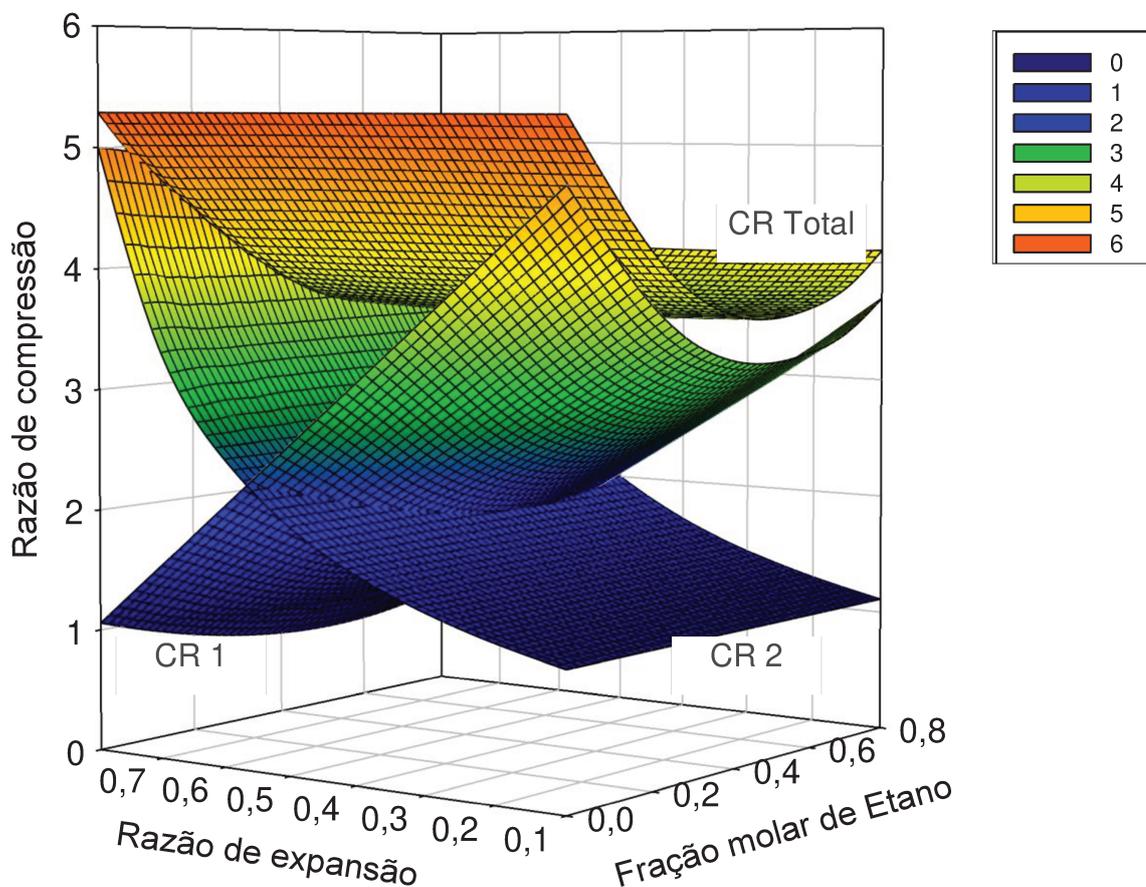


Figura 6-11 - Comparação das razões de compressão total e de cada estágio e total do FTVI em função da razão de expansão na primeira válvula e da composição da mistura.

Os resultados obtidos com as simulações iniciais mostraram que nem todas as composições da mistura de Etano e Propano são viáveis para a utilização do ciclo entre as temperaturas de -15 e 45 °C, devido à baixa temperatura crítica do Etano. Além disso, por meio da análise paramétrica pode-se perceber que a configuração ótima do sistema de refrigeração nas condições analisadas é o FTVI com composição entre 30% e 50% de Etano e razão de expansão entre 30% e 50%.

Uma análise semelhante foi realizada com todos os pares de fluidos relacionados na Tabela 4-1, sendo encontradas diferentes limitações para cada uma das misturas binárias. Estes resultados não serão apresentados neste trabalho para não estendê-lo desnecessariamente. O conhecimento das limitações encontradas com as análises paramétricas é importante para as próximas etapas do trabalho, por exemplo no estabelecimento dos limites para a otimização, conforme apresentado no Capítulo 7.

Capítulo 7 – Otimização do sistema – COP máximo

Após o estudo feito no Capítulo 6, em que foi explorada a influência da composição dos refrigerantes e da razão de expansão na primeira válvula sobre diversos parâmetros do FTVI e do VCC, passa-se neste capítulo à primeira etapa de otimização do FTVI, buscando as configurações com melhor COP para cada composição de refrigerante. Conforme apontado por (MCLINDEN; RADERMACHER, 1987), a comparação entre refrigerantes puros e misturas é mais justa quando não se fixam as temperaturas do refrigerante mas sim do fluido de troca térmica (HXF), ou seja, da aplicação. No capítulo anterior, apesar de serem levadas em conta as temperaturas do HXF tanto no evaporador quanto no condensador, as comparações entre composições de um mesmo par de fluidos foram feitas com as temperaturas do refrigerante fixadas em dois pontos, como apresentado na Tabela 6-1. Para o par Etano/Propano, por exemplo, a temperatura de entrada adotada para o evaporador foi de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, e a temperatura de vapor saturado no condensador foi $45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

O objetivo deste capítulo é, portanto, encontrar a configuração de operação do ciclo FTVI que apresenta o maior coeficiente de desempenho nas condições requeridas para a refrigeração da cerveja após a fermentação- a saber: o refrigerante secundário deve ser levado de $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Os refrigerantes explorados anteriormente foram mantidos: Etano, Propano, n-Butano, Isobutano e CO_2 .

7.1. Metodologia

A simulação dos ciclos de refrigeração foi feita de acordo com as mesmas considerações apresentadas no Capítulo 4.

Para encontrar a configuração de operação com maior COP para o FTVI foi seguido um algoritmo de otimização para cada composição avaliada. O principal parâmetro variado foi a razão de expansão na primeira válvula. Conforme descrito para esta variável no Capítulo 4, a faixa considerada foi entre 10 e 80% de ER.

As temperaturas de referência do ciclo foram também otimizadas. A condição de $\Delta T_{\text{mín}}$ ($5\text{ }^{\circ}\text{C}$) tanto no evaporador como no condensador, apresentada

no capítulo anterior como limite para seleção de cenários, foi incluída como restrição na otimização. É sabido que quanto mais próximas entre si são as temperaturas de absorção e rejeição de calor (ou seja, quanto menor o *lift* de temperatura), maior o COP do ciclo (pode ser verificado diretamente na Equação (2-4) referente à eficiência de Carnot, mas também vale para misturas não azeotrópicas de refrigerantes). Porém, em decorrência do *glide* de temperatura, específico de cada composição de refrigerante, as temperaturas que satisfazem o ΔT mínimo estabelecido variam, daí a necessidade de incluir esse parâmetro como variável na otimização do ciclo.

O simulador Aspen HYSYS® conta com uma ferramenta própria para otimização, o *optimizer*. Foram feitas otimizações preliminares utilizando esse recurso, no entanto não foi conseguida boa convergência nos resultados, que variavam em função das estimativas iniciais fornecidas.

Por esse motivo, a otimização foi realizada utilizando o software Matlab® versão R2013a, que possibilita a comunicação "online" com a simulação feita no Aspen HYSYS®. Dentre as funções de otimização disponíveis do Matlab® selecionou-se como a mais adequada para este estudo a *Fmincon* (*constrained nonlinear minimization*), que permite minimização da função objetivo com adição de restrições. Como não há uma função correspondente para a maximização, adotou-se o COP multiplicado por (-1), de forma que a minimização da função objetivo corresponda à maximização do COP do ciclo avaliado.

O tipo de algoritmo selecionado foi o *Interior Point*, por apresentar melhor convergência para intervalos maiores entre os limites inferior e superior quando comparado ao algoritmo SQP. Os códigos utilizados para a comunicação entre o Matlab® e o Aspen HYSYS®, bem como para a otimização são apresentados no APÊNDICE A.

As temperaturas de referência inicialmente consideradas foram as mesmas apresentadas no Capítulo 4, ou seja, o conjunto A da Tabela 7-1. Posteriormente foi realizada uma segunda otimização para cada composição, desta vez considerando as temperaturas de referência designadas como B. Os cenários de

máximo COP encontrados a partir da variação de um e outro par de temperaturas de referência foram comparados.

Tabela 7-1 - Temperaturas de referência para ciclos com misturas não azeotrópicas de refrigerantes.

Temperatura de referência	Conjunto A	Conjunto B
No evaporador	Temperatura de entrada do evaporador (ponto 8 na Figura 2-6).	Temperatura de vapor saturado na saída do evaporador (ponto 1 na Figura 2-6)
No condensador	Temperatura de vapor saturado (ponto intermediário no condensador).	Temperatura de líquido saturado na saída do condensador (ponto 5 na Figura 2-6)

Após a obtenção dos valores de temperatura e ER otimizados para maximização do COP do FTVI, foi simulado o VCC para cada composição de fluido refrigerante com as mesmas temperaturas de operação, para comparação de resultados.

Análise de sensibilidade

Em decorrência dos resultados obtidos a partir das otimizações utilizando os conjuntos A e B de temperaturas de referência, apresentados adiante, surgiu a necessidade de avaliar a variação do COP máximo com a razão de expansão. Para isto, foi realizada uma análise de sensibilidade do COP em relação a esta variável para o FTVI, que foi também comparado ao resultado do VCC. Para obter o COP máximo para cada configuração testada, a diferença mínima de temperatura no evaporador e no condensador foi fixada em 5 °C. Diferentemente do método usado para a otimização, as temperaturas foram determinadas pela função de ajuste do simulador Aspen HYSYS®. Outra diferença é que as temperaturas do VCC foram determinadas pelo ajuste de ΔT_{\min} no próprio ciclo convencional e não com base nos resultados obtidos para o FTVI. Desta forma o VCC corresponde à ER de 0%.

Esta análise foi realizada apenas para o par de fluidos que apresentou melhores resultados de COP máximo na otimização previamente realizada. Foram

simuladas as ER entre 5% e 70% com intervalos de 5% para toda a faixa de composição da mistura com intervalos de 10%.

7.2. Resultados e discussão

Nesta seção serão apresentadas as configurações de operação do FTVI com maior COP encontradas para cada composição dos pares de refrigerante estudados.

Devido à flexibilização das temperaturas de entrada e saída dos trocadores de calor, foram encontrados cenários de operação termodinamicamente possíveis para quase todas as composições, diferente do capítulo anterior em que as temperaturas de referência fixas inviabilizavam o uso de algumas proporções de refrigerantes por levar ao cruzamento de temperaturas nos trocadores de calor. Mesmo assim, com o cenário e as condições de otimização definidos, é inviável o uso de Etano puro, pois a temperatura de saída da água no condensador (35 °C) é superior à temperatura crítica desse hidrocarboneto. Por razão análoga, também não foram encontradas condições de operação viáveis para as misturas de CO₂ acima de 70% quando combinado com Propano ou Isobutano, e acima de 80% quando combinado com n-Butano.

Os limites inferior (lb) e superior (ub) dos parâmetros variados usados para cada par de fluidos refrigerantes são apresentados na Tabela 7-2. Estes valores correspondem às otimizações com o Conjunto A de temperaturas de referência. Os valores iniciais dos parâmetros a serem otimizados (x0) também apresentados nesta Tabela são aqueles utilizados para as composições com 10% em massa do fluido mais leve. Como a otimização para as diferentes composições foi feita em sequência crescente da fração mássica do fluido mais leve, para as demais composições utilizaram-se os resultados da otimização anterior como valores iniciais - conforme apresentado nos Comandos no Matlab® incluídos no APÊNDICE A.

Legenda:

- lb: limite inferior (*lower bound*)

- ub: limite superior (*upper bound*)
- x0: valores iniciais.

Tabela 7-2 - Dados de entrada para as otimizações do FTVI em Matlab®.

Componentes	1-ER			T _{4vsat} (°C)			T ₈ (°C)		
	lb	ub	x0	lb	ub	x0	lb	ub	x0
Propano + Isobutano	0,2	0,9	0,5	35,0	45,0	40,0	-15,0	-8,0	-10,0
Propano + n-Butano	0,2	0,9	0,5	35,0	45,0	40,0	-15,0	-8,0	-10,0
Etano + Propano	0,3	0,9	0,5	35,0	45,0	40,0	-15,0	-8,0	-10,0
Etano + n-Butano	0,3	0,9	0,5	35,0	80,0	60,0	-40,0	-8,0	-10,0
Etano + Isobutano	0,3	0,9	0,5	35,0	70,0	50,0	-40,0	-8,0	-10,0
CO₂ + Propano	0,3	0,9	0,5	35,0	60,0	45,0	-20,0	-8,0	-10,0
CO₂ + n-Butano	0,3	0,9	0,5	35,0	105,0	80,0	-65,0	-8,0	-10,0
CO₂ + Isobutano	0,3	0,9	0,5	35,0	95,0	70,0	-55,0	-8,0	-10,0

Todas as otimizações realizadas foram finalizadas quando o passo se tornou menor que a tolerância do mesmo. Foram feitos ajustes no tamanho do passo e da tolerância, sendo obtidos os mesmos resultados. Apesar da indicação de que não foi possível determinar se o resultado obtido é um mínimo local, entende-se que este tipo de terminação seja devido à combinação das características da função e do método de otimização. Foram realizados alguns testes com valores iniciais distintos, que conduziram a resultados de COP iguais até a segunda casa decimal. Por outro lado, foi observado em alguns casos que diferentes valores das variáveis otimizadas (principalmente a razão de expansão) levam a resultados muito próximos da função objetivo, o que indica a existência de mais um mínimo ou uma baixa sensibilidade do COP na região do mínimo em relação a estas variáveis. Mediante estes testes, as otimizações foram consideradas satisfatórias.

Para comparar resultados, foram ainda feitas algumas otimizações utilizando Algoritmo Genético. Os parâmetros inicialmente utilizados (população = 50; *elite count* = 40; *crossover* = 0,8; gerações = 300) conduziram a resultados de COP inferiores ou muito semelhantes àqueles encontrados por meio da minimização não linear. Devido ao maior tempo computacional demandado por este tipo de simulação, sem que resultados melhores fossem obtidos, seu uso foi desconsiderado para este trabalho.

Figura 7-1 - COP máximo em função da composição para os diversos pares de refrigerantes explorados.

De acordo com (MCLINDEN; RADERMACHER, 1987), fixando o conjunto A de temperaturas (Tabela 7-1) deveria ser observado um comportamento de máximo do COP das misturas em relação aos refrigerantes puros, como no Capítulo 6. Porém, como as temperaturas de referência, bem como a razão de expansão, foram variadas entre as composições de forma a manter $\Delta T_{\min} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ nos trocadores de calor, não se observou nenhum padrão entre os comportamentos dos diferentes pares de refrigerantes. As misturas apresentaram melhor desempenho que os respectivos componentes puros (curva de COP máximo em função da composição) para Etano/Propano, Propano/N-butano e Propano/Isobutano - pares formados de hidrocarbonetos consecutivos no número de carbonos na cadeia.

A comparação dos resultados de COP para o FTVI e para o VCC é mostrada na Figura 7-2. O ganho de COP foi calculado como mostrado na Equação 6-1. O FTVI apresentou melhor desempenho que o VCC para quase todas as composições estudadas. A única exceção foi a mistura de 10% CO_2 / n-Butano, para a qual os dois ciclos apresentaram praticamente o mesmo resultado. Observou-se que, para os dois pares de mistura com maiores COP - Propano/n-Butano e Propano/Isobutano - o ganho teve pouca variação ao longo de toda a composição sendo ligeiramente menor para as misturas do que para os componentes puros. O resultado para estes dois pares em especial foi abaixo do esperado, ficando em torno de 10% enquanto (D'ANGELO; AUTE; RADERMACHER, 2016) relataram ganhos superiores a 20% para o par Propano/Isobutano. É preciso levar em conta, no entanto, que os autores avaliaram o ciclo em condições diferentes de temperatura: entre $-23,3$ e $54,4 \text{ }^\circ\text{C}$. Um maior *lift* de temperatura e, portanto, de pressão faz com que a irreversibilidade na compressão tenda a ser maior (de forma absoluta), aumentando as vantagens da compressão em dois estágios com injeção de vapor. O COP máximo obtido para o VCC foi de 4,5 com a composição de refrigerante Propano/N-butano 60%.

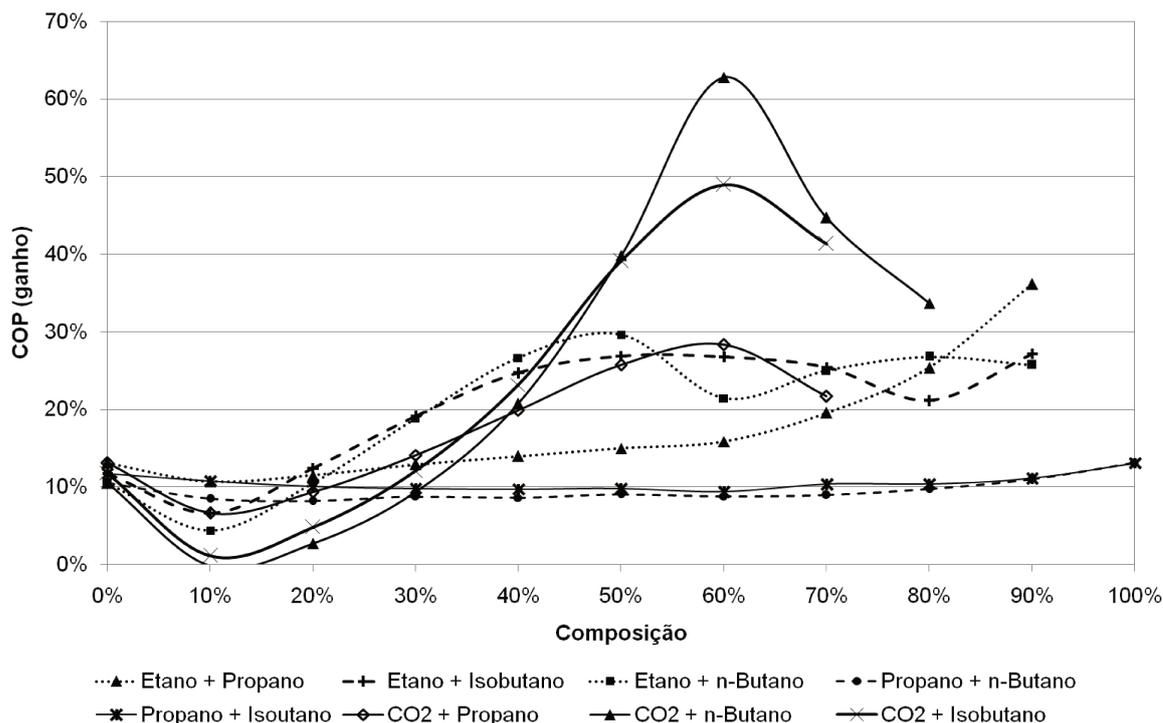


Figura 7-2 - Ganho de COP do FTVI em relação ao VCC.

O fluxograma representativo do FTVI construído no simulador é mostrado na Figura 7-3. Em seguida são apresentadas as condições de cada corrente do ciclo para o melhor ponto de operação das misturas binárias Propano/ n-Butano (Tabela 7-3), Propano/ Isobutano (Tabela 7-4), Etano/ Propano (Tabela 7-5) e CO₂/ Propano (Tabela 7-6). O diagrama qualitativo de pressão e entalpia referente ao FTVI com refrigerantes puros é mostrado novamente na Figura 7-4. Observou-se que, quando o fluido refrigerante é uma mistura azeotrópica pode haver uma mudança no comportamento qualitativo apresentado, uma vez que a separação no tanque flash leva a correntes com composições diferentes. Apesar de serem mostrados os valores de entropia calculados na simulação, deve ser feita a ressalva de que esta propriedade em geral não é bem estimada por meio de equações de estado, como é o caso do modelo termodinâmico utilizado. Os resultados obtidos para a entropia de cada corrente não foram utilizados para nenhum cálculo no presente trabalho.

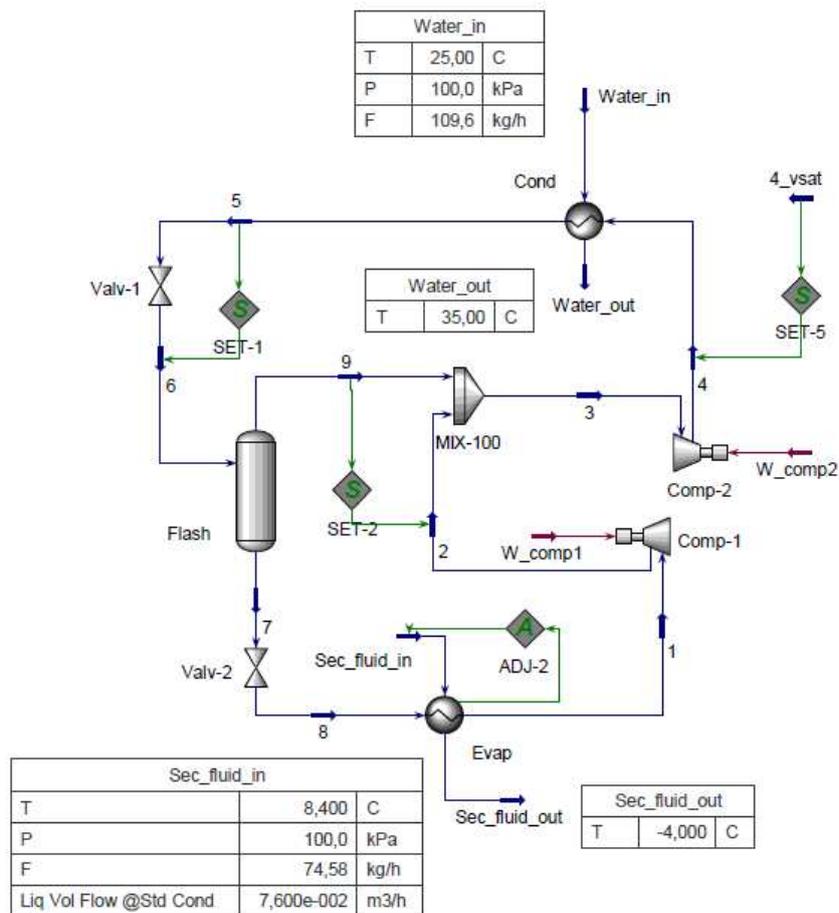


Figura 7-3 – Fluxograma representativo do FTVC utilizado nas simulações em Aspen HYSYS®.

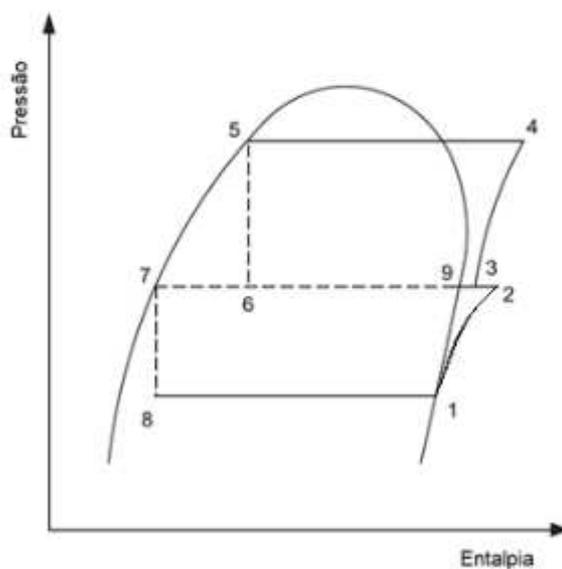


Figura 7-4 - Diagrama P-h do FTVC operando com refrigerante puro [Modificada de (XU; HWANG; RADERMACHER, 2011)].

Tabela 7-3 – Condições das correntes do FTVI para a mistura 60% Propano/ n-Butano com ER = 37%.

60% Propano / n-Butano		ER = 37%										
	Evaporador				Condensador				Comp. 1		Comp. 2	
Carga Térmica (kJ/h)	3600				4337				Potência (kJ/h) 432		305	
Corrente	1	2	3	4	4 _{vsat}	5	6	7	8	9		
Temperatura (°C)	3,38	33,16	30,97	50,10	42,11	30,05	13,89	13,89	-9,40	13,89		
Pressão (kPa)	234	501	501	791	791	791	501	501	234	501		
Vazão (kg/h)	10,13	10,13	11,45	11,45	11,45	11,45	11,45	10,13	10,13	1,32		
Composição	57%	57%	60%	60%	60%	60%	60%	57%	57%	83%		
Fração de vapor	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,00	0,12	0,00	0,15	1,00		
Entalpia (kJ/kg)	-2320	-2277	-2286	-2259	-2275	-2638	-2638	-2675	-2675	-2357		
Entropia (kJ/kg.°C-1)	2,87	2,90	2,92	2,94	2,89	1,71	1,72	1,54	1,55	3,10		

Tabela 7-4 Condições das correntes do FTVI para a mistura 50% Propano/ Isobutano com ER = 48%.

50% Propano / Isobutano		ER = 48%										
	Evaporador				Condensador				Comp. 1		Comp. 2	
Carga Térmica (kJ/h)	3600				4393				Potência (kJ/h) 340		453	
Corrente	1	2	3	4	4 _{vsat}	5	6	7	8	9		
Temperatura (°C)	-1,53	21,59	19,61	46,23	39,65	32,43	9,43	9,43	-9,00	9,43		
Pressão (kPa)	232	426	426	819	819	819	426	426	232	426		
Vazão (kg/h)	10,52	10,52	12,58	12,58	12,58	12,58	12,58	10,52	10,52	2,06		
Composição	46%	46%	50%	50%	50%	50%	50%	46%	46%	69%		
Fração de vapor	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,00	0,17	0,00	0,12	1,00		
Entalpia (kJ/kg)	-2385	-2353	-2357	-2321	-2334	-2670	-2670	-2727	-2727	-2382		
Entropia (kJ/kg.°C-1)	3,00	3,02	3,04	3,06	3,02	1,93	1,94	1,71	1,72	3,12		

Tabela 7-5 - Condições das correntes do FTVI para a mistura 20% Etano/ Propano com ER = 40%.

20% Etano/ Propano		ER = 40%								
	Evaporador		Condensador			Comp. 1			Comp. 2	
Carga Térmica (kJ/h)	3600		4432			Potência (kJ/h)	420		412	
Corrente	1	2	3	4	4 _{vsat}	5	6	7	8	9
Temperatura (°C)	-0,11	31,23	27,93	55,26	41,41	30,01	11,08	11,08	-9,69	11,08
Pressão (kPa)	581	1107	1107	1841	1841	1841	1107	1107	581	1107
Vazão (kg/h)	10,49	10,49	12,56	12,56	12,56	12,56	12,56	10,49	10,49	2,07
Composição	16%	16%	20%	20%	20%	20%	20%	16%	16%	39%
Fração de vapor	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,00	0,18	0,00	0,16	1,00
Entalpia (kJ/kg)	-2490	-2450	-2473	-2440	-2471	-2793	-2793	-2833	-2833	-2591
Entropia (kJ/kg.°C-1)	3,70	3,72	3,81	3,83	3,74	2,70	2,71	2,41	2,42	4,25

Tabela 7-6 - Condições das correntes do FTVI para a mistura 10% CO₂/ Propano com ER = 40%.

10% CO ₂ / Propano		ER = 41 %								
	Evaporador		Condensador			Comp. 1			Comp. 2	
Carga Térmica (kJ/h)	3600		4583			Potência (kJ/h)	561		421	
Corrente	1	2	3	4	4 _{vsat}	5	6	7	8	9
Temperatura (°C)	-3,33	37,04	33,92	62,07	30,01	47,65	13,99	13,99	-9,53	13,99
Pressão (kPa)	454	1083	1083	1849	1849	1849	1083	1083	454	1083
Vazão (kg/h)	11,05	11,05	13,06	13,06	13,06	13,06	13,06	11,05	11,05	2,00
Composição	6%	6%	10%	10%	10%	10%	10%	6%	6%	33%
Fração de vapor	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,00	0,15	0,00	0,17	1,00
Entalpia (kJ/kg)	-2799	-2749	-3028	-2995	-3026	-3346	-3346	-3125	-3125	-4567
Entropia (kJ/kg.°C-1)	3,25	3,29	3,30	3,32	3,23	2,21	2,22	2,02	2,04	3,32

Análise das temperaturas

As temperaturas de evaporação e condensação são variáveis determinantes para a eficiência máxima de um ciclo termodinâmico e foram variadas para cada composição estudada. Essa variação explica em parte a piora observada no COP para aqueles pares de fluidos cujas temperaturas de evaporação eram mais

distantes entre si (todas as misturas contendo CO_2 e os pares Etano/N-butano e Etano/Isobutano). A pressão de vapor do Etano é significativamente mais alta que a dos butanos, o que leva a uma grande variação da temperatura ao longo da evaporação da mistura, o mesmo ocorre com o CO_2 em relação aos hidrocarbonetos considerados. Como pode ser visto na Figura 7-5, ΔT_{refr} no evaporador chega a ser maior que $50\text{ }^\circ\text{C}$ para algumas composições, o que faz com que a temperatura de entrada do evaporador tenha que ser muito baixa para que o ΔT_{min} não seja violado. O mesmo ocorre no condensador, demandando uma alta temperatura de descarga do segundo estágio de compressão. Nestes casos a diferença entre as temperaturas e pressões de sucção e descarga dos compressores acaba sendo muito maior para as misturas não azeotrópicas do que para os refrigerantes puros, causando uma redução significativa do COP.

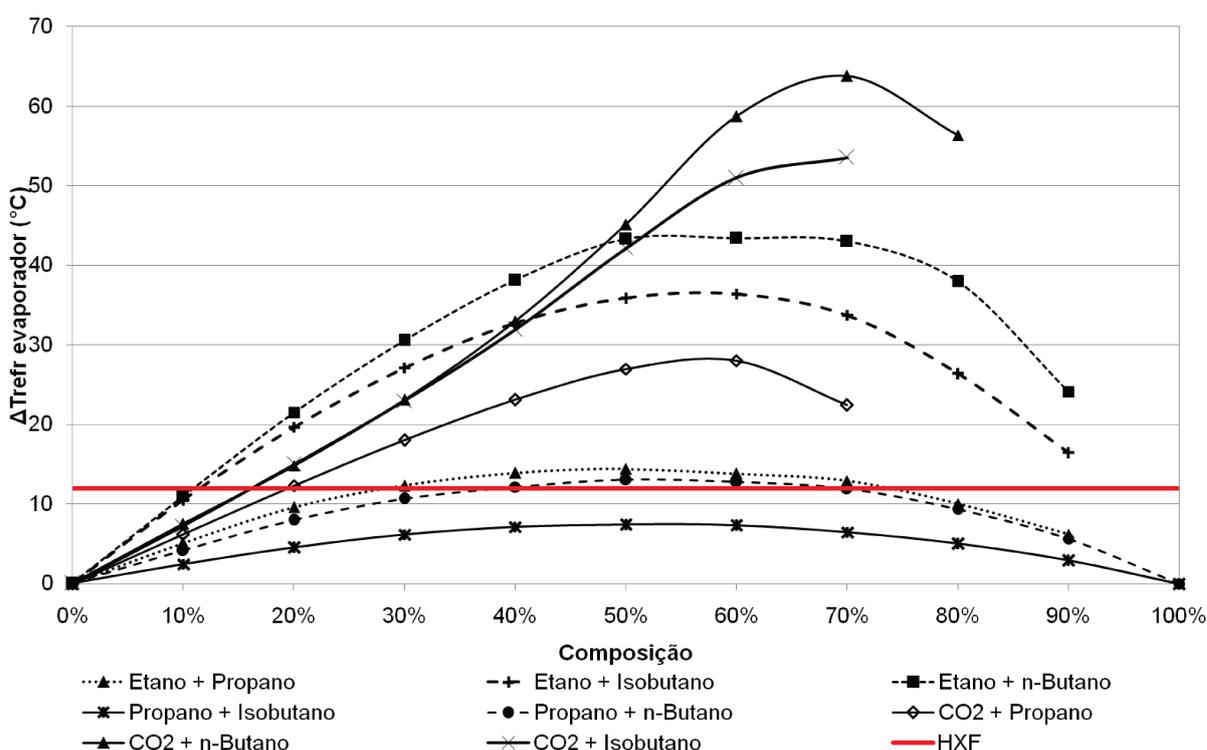


Figura 7-5 - Diferença entre as temperaturas de entrada e saída do refrigerante no evaporador em função da composição e comparação com o fluido de troca térmica (HXF).

O fato do *glide* de temperatura do refrigerante ser muito maior do que o do HXF leva a um pior COP de forma geral mas, por outro lado, propicia que a injeção de vapor e a compressão em dois estágios levem a uma maior redução do trabalho de compressão em relação ao do ciclo convencional, fazendo com que o ganho do FTVI seja maior. Por isso os picos observados na Figura 7-2 e na Figura 7-5

correspondem às mesmas composições: de misturas de refrigerantes com temperaturas de evaporação mais distantes entre si. À medida que a composição se aproxima dos fluidos puros, o *glide* da mistura diminui e esse efeito é reduzido.

O efeito da adequação do perfil de temperatura do refrigerante ao do HXF é ilustrado na Figura 7-6.

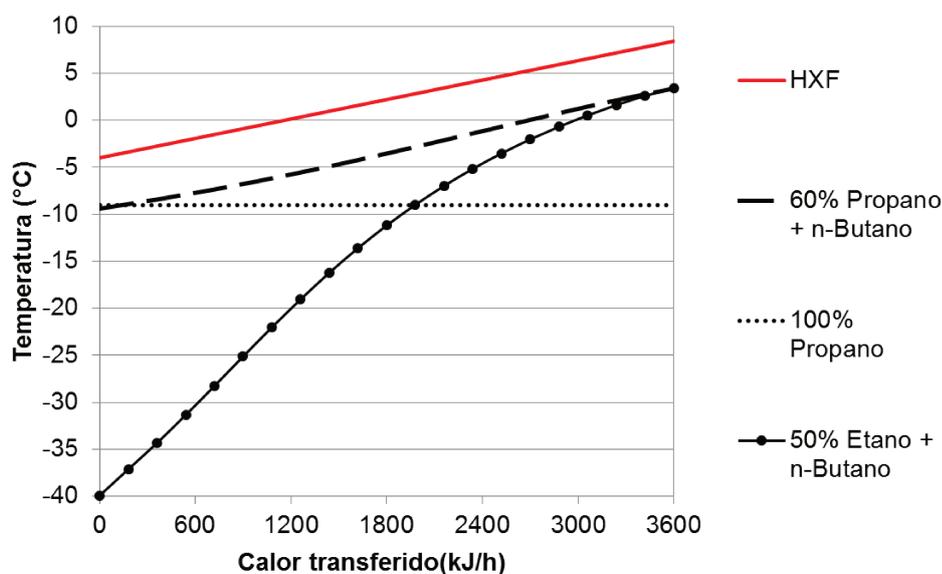


Figura 7-6 - Perfis de temperatura no evaporador - comparação entre o fluido de troca térmica e três refrigerantes diferentes.

A linha contínua sem marcadores (vermelha) representa o perfil de temperatura da mistura de água e etanol no evaporador e os outros três perfis correspondem a um refrigerante puro e duas misturas. Propano puro evapora a temperatura constante, de forma que a diferença de temperatura entre os fluidos é igual a $\Delta T_{\min} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ em uma das extremidades do trocador de calor e aumenta até $\Delta T_{\min} + \Delta T_{\text{HXF}}$ na outra extremidade. A mistura 50% Etano/ n-Butano apresentou o maior *glide* de temperatura entre os pares hidrocarbonetos considerados, além de um perfil de temperatura não linear. Ambos os tipos de comportamento levam a um aumento na irreversibilidade do processo de troca térmica, contribuindo negativamente para o desempenho do ciclo. De acordo com (DOMANSKI et al., 1993), os perfis de temperatura devem ser o mais paralelos possível, propiciando uma diferença constante de temperatura entre os fluidos - como observado para a mistura 60% Propano/ n-Butano na Figura 7-6. Para uma mesma diferença média logarítmica de temperatura, quando os perfis são paralelos tem-se a menor

produção de entropia (RADERMACHER; HWANG, 2005). Esse exemplo ilustra porque o uso de misturas não azeotrópicas é positivo quando a aplicação requer remoção de calor ao longo de uma faixa de temperatura. O *glide* de temperatura ideal depende da aplicação. Em sistemas de refrigeração projetados para manter uma temperatura constante, o uso de refrigerantes puros é mais adequado; para processos em que a temperatura de uma corrente deve ser significativamente reduzida, misturas com uma maior faixa de temperatura de evaporação podem se tornar mais interessantes.

A variação de temperatura dos refrigerantes observada ao longo do condensador (Figura 7-7) foi maior que no evaporador. Isso se deve ao superaquecimento do vapor na saída do compressor fazendo com que a diferença total ao longo deste trocador de calor seja maior que o glide de temperatura correspondente à condensação total da mistura. Também foi observada uma maior regularidade na variação do ΔT_{refr} para as diferentes composições de refrigerantes, já que a composição do fluido no condensador não sofre influência da ER, ao contrário do evaporador.

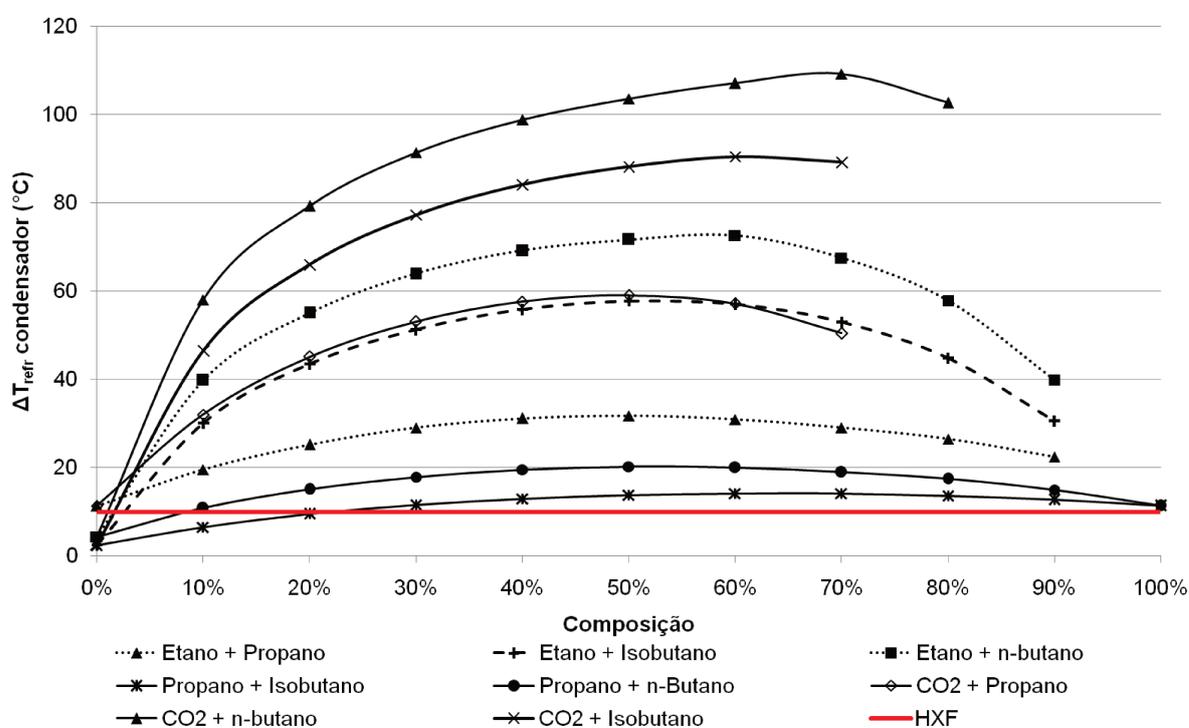


Figura 7-7- Diferença entre as temperaturas de entrada e saída do refrigerante no condensador em função da composição e comparação com o fluido de troca térmica (HXF).

O *matching* entre a temperatura do refrigerante e a do HXF foi pior no condensador, o que, a princípio, seria prejudicial ao desempenho do ciclo. Enquanto $\Delta T_{HTX} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, a maioria das composições apresentou variações de temperatura superiores a $20 \text{ }^\circ\text{C}$. A temperatura de saída da água de resfriamento pode ser aumentada até cerca de $60 \text{ }^\circ\text{C}$ sem prejuízo à aplicação selecionada. No entanto, observou-se que este aumento não leva a melhoras significativas no COP, além de requerer uma maior área de troca térmica no condensador.

Na Figura 7-8 é mostrado o superaquecimento do vapor na saída do compressor em cada cenário avaliado. Para todos os pares de refrigerantes estudados o superaquecimento cresceu com o aumento da fração mássica do componente mais leve.

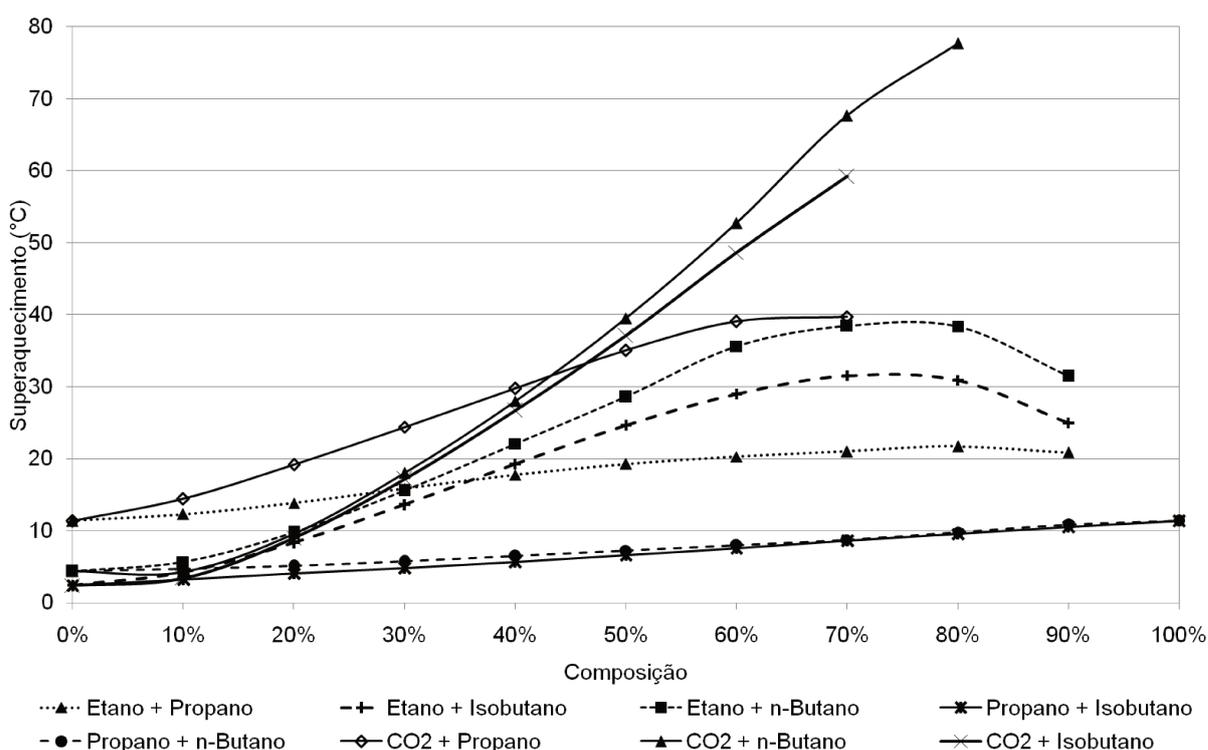


Figura 7-8 - Superaquecimento na saída do segundo estágio de compressão do FTVI.

O superaquecimento na saída do compressor foi comparado entre os dois ciclos estudados, conforme apresentado na Figura 7-9. Estes resultados são qualitativamente semelhantes aos de ganho do COP (Figura 7-2), uma vez que ambos estão relacionados com a diminuição da irreversibilidade na compressão. Conforme mencionado no Capítulo 2, o menor superaquecimento pode evitar a degradação química do óleo lubrificante, favorecendo a operação do sistema. No

entanto, para os pares de refrigerante que apresentaram os maiores valores de COP (Propano/n-Butano e Propano/Isobutano) observou-se que a redução do superaquecimento proporcionada pelo FTVI foi insignificante. Nestes casos, o uso de um sistema mais complexo não pode ser justificado pela melhora das condições de saída do compressor.

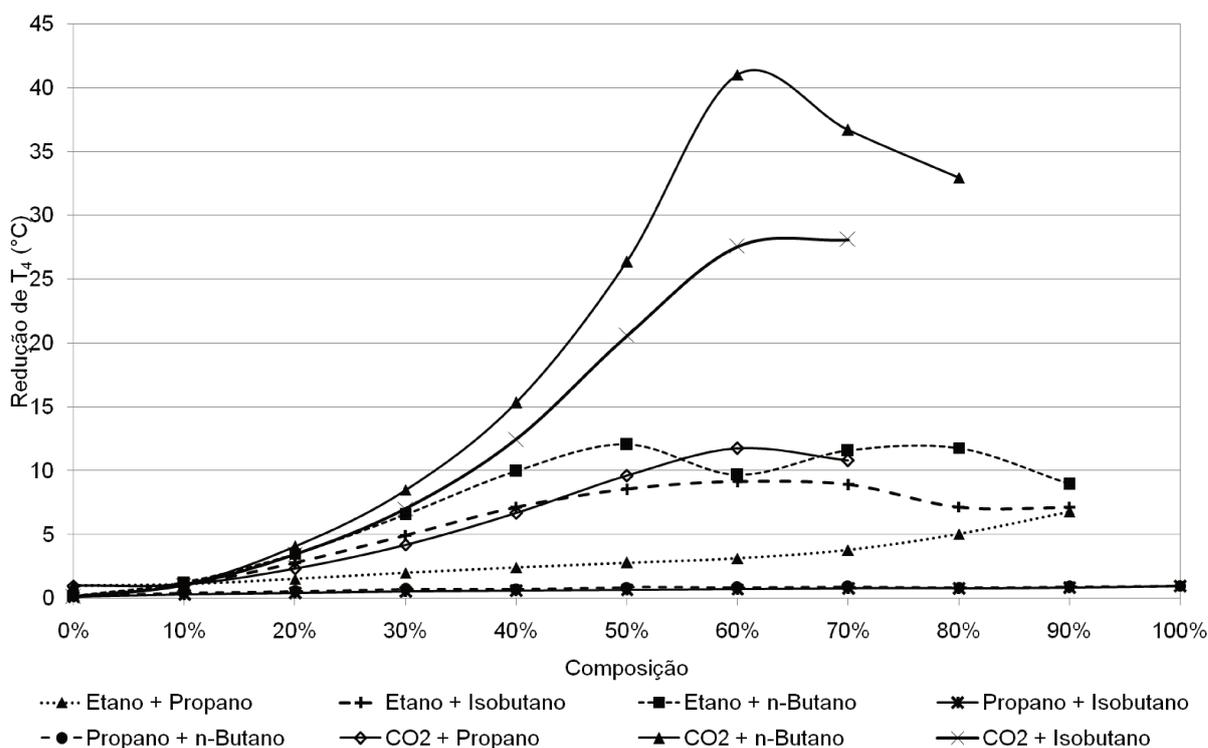


Figura 7-9 – Redução do superaquecimento na saída do compressor do FTVI comparado com o VCC.

Distribuição da razão de compressão (CR)

A razão de compressão no FTVI foi analisada de duas formas diferentes que se complementam: na Figura 7-10 é mostrada a razão entre os estágios de compressão (CR_1/CR_2), enquanto na Figura 7-11 é apresentada a CR total ($CR_1 \times CR_2$). Observou-se que para as misturas de Etano/Propano, Propano/n-Butano e Propano/Isobutano a otimização do sistema levou a um maior equilíbrio entre as CR do primeiro e do segundo estágio: CR_1/CR_2 ficou entre 0,8 e 2,0 para todas as composições. Estas misturas foram também as que apresentaram COP maior que o de seus componentes puros e os melhores resultados de desempenho do ciclo entre todos os pares de refrigerante avaliados (conforme Figura 7-1) e ainda os menores valores de CR total. As misturas de CO₂ com n-Butano e Isobutano apresentaram razões de compressão muito elevadas, especialmente no primeiro

estágio de compressão, levando a uma grande piora em relação aos hidrocarbonetos puros. Além de ter como consequência um maior consumo de energia, contribuindo para o COP mais baixo, o grande aumento de pressão no ciclo pode tornar necessário o uso de mais de um compressor em série, o que aumentaria a complexidade e o custo do sistema. Como as configurações aqui analisadas para cada composição de fluido refrigerante são aquelas que propiciam o COP máximo nas condições estabelecidas, conclui-se que estas misturas não são adequadas para o sistema de refrigeração da aplicação proposta.

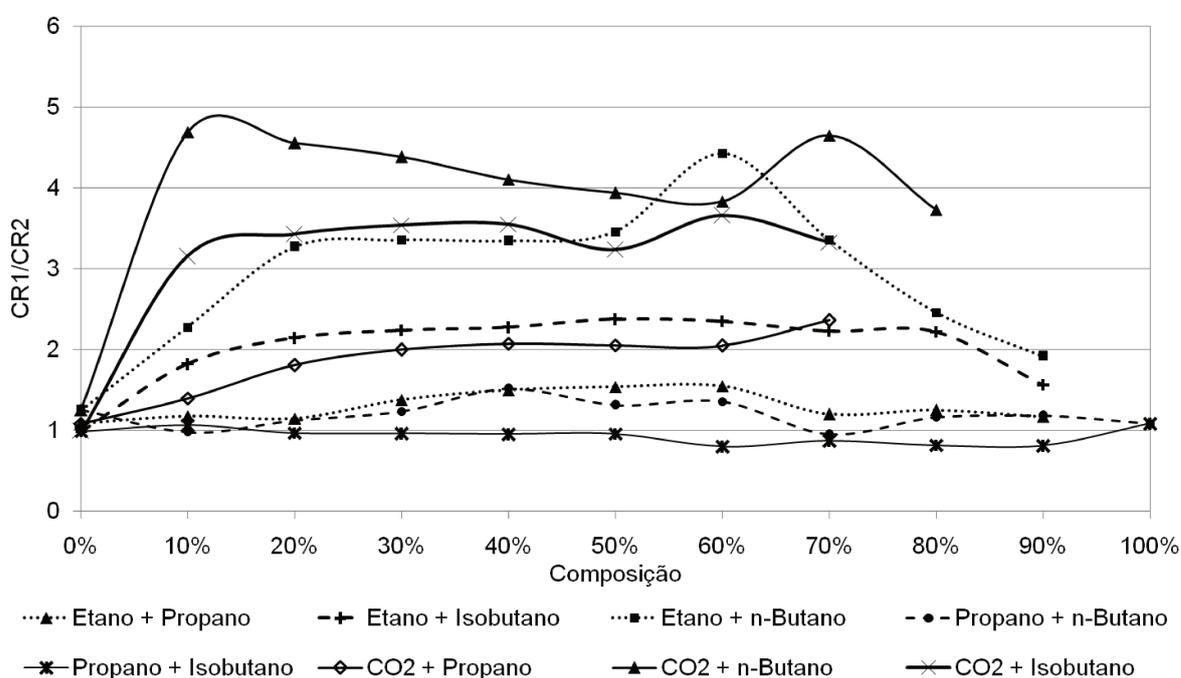


Figura 7-10 - Relação entre razões de compressão do primeiro e segundo estágio de compressão do FTVI.

Apesar de uma menor razão de compressão estar relacionada com uma melhora no desempenho do ciclo de refrigeração (maior COP), essa relação não é direta, sendo ainda necessário analisar a vazão. As diversas composições da mistura Etano/Propano apresentam os menores valores de CR e, no entanto, tiveram COP mais baixos que os de outros dois pares de fluidos refrigerantes.

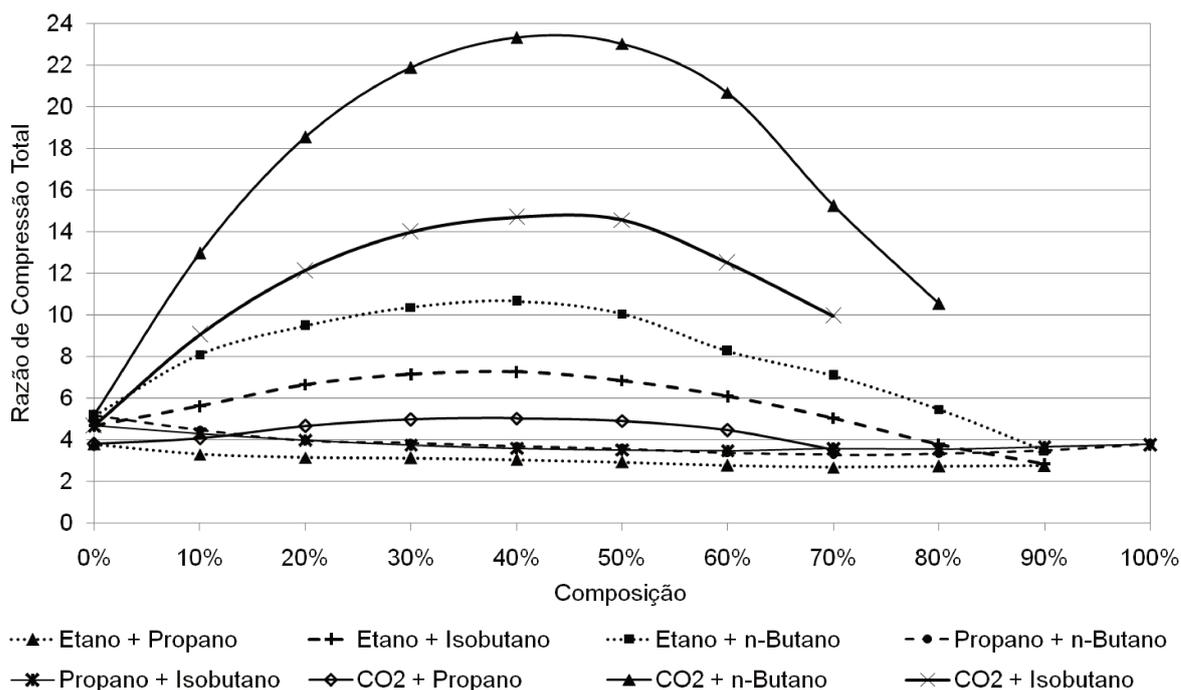


Figura 7-11 - Razão de compressão total do FTVI para cada par de refrigerantes.

Vazão de refrigerante

Os valores de fluxo mássico total de refrigerante no sistema são apresentados na Figura 7-12, sendo que a corrente #5 foi tomada como referência. Como a carga térmica de 1 kW é constante para todos os sistemas, o fluxo de refrigerante depende da entalpia de vaporização do mesmo e é também afetado pelo *glide* de temperatura nos trocadores de calor. Na Tabela 7-7 são apresentadas as entalpias de vaporização dos componentes puros, para comparação.

Tabela 7-7 - Entalpias de vaporização dos componentes puros a -10 e 0 °C. [REFPROP®]

Δh_{vap} (kJ/kg)	-10°C	0°C
Etano	336,0	302,6
Propano	388,3	374,9
n-Butano	394,0	385,3
Isobutano	363,5	354,3
CO₂	258,6	230,9

A entalpia de vaporização do Etano (Δh_{vap}) é significativamente mais baixa que a dos demais hidrocarbonetos considerados, tornando necessária uma maior vazão de refrigerante para as misturas incluindo esse fluido. O segundo menor valor de Δh_{vap} é do Isobutano, no entanto, entre 30 e 90%, a mistura de

Etano/Isobutano não é a que apresenta maior vazão total como seria de se esperar. Para entender esse resultado é preciso incluir o *glide* de temperatura na análise. Quando ocorre mudança de temperatura no processo de evaporação a fração de vapor presente na entrada do evaporador, bem como o vapor formado ao longo do mesmo, é aquecida até a temperatura final da troca térmica. Com essa mudança de temperatura ocorre absorção de calor latente pelo vapor de refrigerante o que contribui para a capacidade térmica do ciclo. A combinação dos dois fatores - Δh_{vap} e *glide* de temperatura - fazem com que a mistura Etano/Propano a partir de 30% seja o par de hidrocarbonetos com maior vazão total.

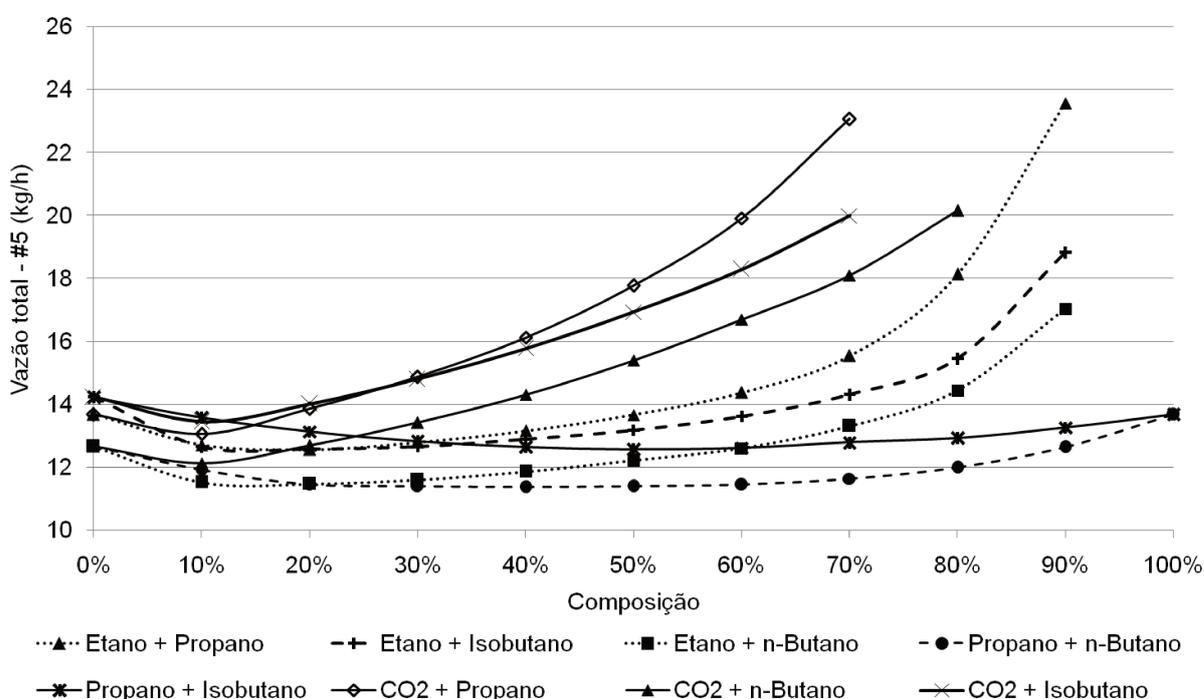


Figura 7-12 - Vazão total de refrigerante em função da composição.

As misturas contendo CO_2 apresentaram maior vazão mássica em comparação com aquelas formadas apenas por hidrocarbonetos. Este resultado se deve ao fato de que o dióxido de carbono apresenta tanto a entalpia de vaporização quanto o calor específico a pressão constante significativamente mais baixos que os demais refrigerantes considerados. Por outro lado, o CO_2 não é inflamável como os hidrocarbonetos, contribuindo para que a inflamabilidade da mistura seja reduzida. Sendo assim a carga máxima de refrigerante aceita pelas normas de segurança para as misturas contendo CO_2 são também maiores. No entanto o significativo aumento da vazão observado em relação às misturas de hidrocarbonetos tem também

implicações relacionadas à dimensão dos equipamentos e deve ser levado em consideração.

7.2.2. Conjunto B de temperaturas de referência - comparação

A otimização a partir da variação da ER e do conjunto B de temperaturas levou a resultados muito semelhantes de COP e das temperaturas de entrada e saída do evaporador e do condensador, como pode ser verificado nas tabelas apresentadas no APÊNDICE B. Os resultados foram comparados por meio da Equação (7-1). A maior diferença de COP em relação à primeira otimização realizada foi de -2,7%, correspondente à mistura de 90% Etano/Propano. O fluxo mássico total (avaliado na corrente #5) também não sofreu variações significativas. No entanto, para algumas composições, foi observada uma variação significativa na ER do ponto de operação ótimo encontrado sendo o desvio máximo de 22,4% na operação do FTVI com a mistura 60% Etano/ n-Butano. Como consequência, o fluxo mássico no evaporador (corrente #8) apresentou diferenças entre -8% e 8%. Esse resultado indica que, para estas composições, existem faixas em que o COP é pouco sensível às variações na razão de expansão na primeira válvula. Nesses casos a principal diferença em termos do sistema está na distribuição de trabalho entre os dois estágios de compressão.

$$Dif. (\%) = \left[\frac{A - B}{A} \right] \times 100 \quad 7-1$$

Como mencionado no Capítulo 4, é desejável que as razões de compressão do primeiro (CR1) e segundo (CR2) estágio de compressão sejam semelhantes entre si. Com o objetivo de identificar se a otimização a partir de um dos conjuntos de temperatura é mais favorável foram comparados os desvios da razão CR1/CR2 do valor desejado (CR1/CR2 = 1), com esse critério seria definido como mais adequado para cada caso o conjunto de temperaturas (A ou B) que levasse a um menor valor do parâmetro calculado por meio da Equação (7-2). Verificou-se que, entre os 77 casos avaliados, 38 apresentaram melhor distribuição de trabalho entre os estágios de compressão quando o conjunto A de temperaturas foi utilizado para a otimização e 39 quando o conjunto B foi utilizado.

$$\text{Equilíbrio} = \left| 1 - \frac{CR1}{CR2} \right|$$

7-2

A comparação das variáveis descritas levou à conclusão de que o conjunto de temperaturas tomadas como referência para a otimização do sistema não influencia no ponto ótimo de operação encontrado. Por outro lado, verificou-se que mais de um ponto de operação pode levar ao COP máximo.

7.2.3. Análise de sensibilidade

Os resultados de COP máximo com $\Delta T_{\min} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ para o ciclo de refrigeração operando com a mistura de refrigerantes Propano e n-Butano em toda a faixa de composições são apresentados na Figura 7-13. Os resultados relativos à ER de 0 % correspondem à simulação do VCC.

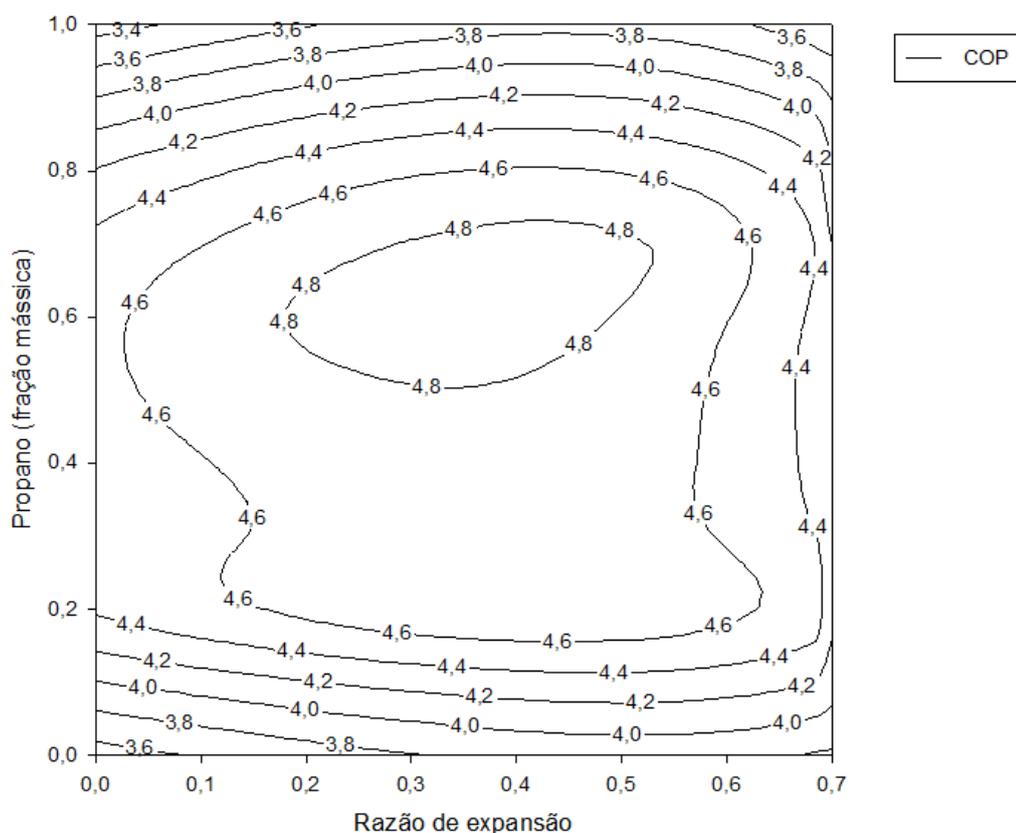


Figura 7-13 - Variação do COP máximo com a ER para as misturas de Propano e n-Butano.

Para as razões de expansão entre 20% e 50% há pouca variação do COP máximo para todas as composições da mistura de refrigerantes analisada. Esse resultado confirmou o que foi observado nas otimizações utilizando os conjuntos A e

B de temperaturas de referência: para as mesmas condições de temperaturas e pressões no evaporador e condensador o COP máximo pode ser obtido com diferentes pressões intermediárias, ou seja, há uma baixa sensibilidade à ER em torno do COP máximo. (STOECKER, 1998) também relatou esta baixa sensibilidade em relação à compressão em dois estágios do fluido R22. Este resultado é favorável do ponto de vista de projeto e operação do ciclo, porque possibilita uma maior flexibilidade de ajuste dos estágios de compressão e da válvula de expansão.

7.3. Conclusões

Neste capítulo, com o objetivo de encontrar as condições de operação que permitam o melhor desempenho do ciclo de refrigeração estudado, foi realizada a otimização do FTVI para encontrar o maior COP correspondente a cada composição de refrigerante. Foram variadas as temperaturas de evaporação e condensação de forma a atender as temperaturas determinadas para os fluidos de troca térmica em função da aplicação escolhida. A diferença mínima de temperatura de 5 °C nos trocadores de calor foi imposta como restrição. Além disso o VCC operando com cada uma das composições consideradas foi também simulado nas mesmas condições de temperatura encontradas como ótimas para o FTVI e a operação dos ciclos foi comparada. Finalmente, verificou-se o COP máximo com $\Delta T_{\min} = 5 \text{ °C}$ para toda a faixa de composição da mistura Propano e n-Butano no VCC e no FTVI com razões de expansão de 5% a 70%, com o objetivo de analisar o impacto dessa variável sobre o desempenho do ciclo.

As conclusões retiradas dos resultados apresentados neste capítulo foram:

- Entre os refrigerantes estudados, o par com melhor desempenho para as condições consideradas foi o Propano/ n-Butano, que apresentou os maiores valores de COP em todas as composições.
- O COP máximo no FTVI foi de 4,9 e no VCC foi de 4,5, em ambos os casos para a composição 60% Propano/ n-Butano. No FTVI a ER correspondente foi de 37%.
- O *matching* entre os perfis de temperatura do refrigerante e do HXF nos trocadores de calor tem impacto significativo no desempenho do sistema. As

composições com o intervalo de temperaturas no evaporador mais adequado ao perfil térmico da aplicação foram Etano/ Propano e Propano/ n-Butano, ambas entre 30% e 70% em massa do componente mais leve.

- O superaquecimento na saída do segundo estágio de compressão é maior para componentes mais leves. No caso dos refrigerantes considerados nesse estudo o Propano, o n-Butano e o Isobutano e suas misturas apresentaram valores aceitáveis de superaquecimento, ao contrário das misturas contendo Etano e CO₂. Para estas últimas, a temperatura de saída do segundo estágio de compressão é muito superior à de saturação, prejudicando o desempenho do ciclo.
- A injeção de vapor (FTVI) propiciou melhoras nos resultados de superaquecimento e do COP para todas as composições estudadas.
- A escolha dos pontos cujas temperaturas são otimizadas para a maximização do COP do ciclo não tem influência no resultado final quando as condições definidoras do ciclo estão relacionadas com as temperaturas dos fluidos de troca térmica.
- Nas condições que propiciam o máximo desempenho do ciclo, as temperaturas nos trocadores de calor são pouco sensíveis a alterações na ER, no entanto a distribuição da razão de compressão entre os dois estágios do compressor é impactada e deve ser avaliada.
- A razão de compressão necessária para os ciclos operando com misturas de CO₂ e n-Butano ou Isobutano é muito alta - maior que 13 para a maioria das composições - inviabilizando o uso dessas misturas para a aplicação em estudo.

Capítulo 8 – Análise econômica preliminar e minimização de custo

8.1. Introdução

No Capítulo 7 foram apresentadas as configurações do ciclo de refrigeração que leva ao maior COP para cada composição de refrigerante. Verificou-se que, devido ao glide de temperatura característico, cada composição de refrigerante pode operar entre temperaturas diferentes para atender à mesma aplicação, o que tem reflexo no COP do sistema. No entanto, para fins de projeto, o sistema de refrigeração com COP mais alto pode não ser o mais interessante, uma vez que o melhor desempenho muitas vezes é conseguido à custa de equipamentos significativamente maiores e mais caros.

O objetivo do presente capítulo é apresentar uma análise econômica preliminar dos sistemas de refrigeração estudados. Atribuindo custos aos equipamentos (Capex), à energia demandada pela operação do sistema e à emissão correspondente de CO₂ (Opex) é possível avaliar quais configurações são melhores do ponto de vista econômico e não apenas termodinâmico.

8.2. Metodologia

De maneira geral, a simulação dos ciclos de refrigeração foi feita de acordo com as mesmas considerações apresentadas no Capítulo 4, sendo as alterações e considerações adicionais descritas a seguir.

A carga térmica do evaporador foi alterada para 1,0 MW (mil vezes maior). Ao contrário da análise termodinâmica apresentada anteriormente, a análise econômica varia significativamente de acordo com a faixa de capacidade do sistema de refrigeração. A ordem de grandeza de referência para este capítulo foi baseada no trabalho de (TASSINI, 2012) que apresenta uma análise de eficiência dos sistemas de refrigeração de uma cervejaria.

A análise econômica preliminar realizada é composta pelo custo de aquisição e instalação dos equipamentos e pelos custos de operação do sistema,

que engloba a manutenção do mesmo e seu consumo de energia elétrica. Foram ainda considerados dois tipos de gastos relativos a este consumo: o custo direto da energia elétrica e o custo indireto devido à emissão de CO₂ correspondente, aqui chamado "custo ambiental". Não foram estimados outros custos relevantes para os sistemas de refrigeração, como o das tubulações e dos sistemas controle do ciclo. Estes custos tendem a ser maiores para o FTVI que para o VCC, mas seu cálculo exigiria um maior grau de especificação do sistema. Dependendo do processo e do *layout* da cervejaria, água a 35 °C proveniente do ciclo de refrigeração pode ser encaminhada para a caldeira ou resfriada em uma torre de resfriamento para recirculação. Neste estudo, não foram feitas considerações a respeito e o custo relativo à torre de resfriamento de água para o condensador não foi levado em conta.

Para calcular o custo total anual do sistema (aquisição e operação) é preciso modelar todos os fatores de custo considerados, o que foi feito por meio de funções encontradas na literatura e corrigidas por índices de custo, conforme exposto a seguir.

8.2.1. Funções de custo

O cálculo do custo dos equipamentos depende de um nível de especificação dos mesmos maior do que aquele a que este trabalho se propõe, além de depender do contexto em que os mesmos são adquiridos. No entanto, com o dimensionamento obtido a partir das simulações realizadas e algumas considerações, é possível obter uma estimativa de custo preliminar que possibilita a comparação dos sistemas de refrigeração e fluidos refrigerantes estudados. A seguir serão apresentadas as funções de custo e as considerações utilizadas para cada tipo de equipamento. Toda a análise de custo foi feita em dólares americanos. Para os valores cuja referência é em reais foi utilizada a conversão R\$ 1 = US\$ 0,32 – conforme conversão do Banco Central do Brasil consultada no dia 3 de maio de 2017.

A margem de erro dos resultados obtidos através das funções de custo dos equipamentos é de cerca de $\pm 25\%$ (COUPER et al., 2010). Já o custo da

energia elétrica pode sofrer grandes variações de acordo com o tipo de contrato de fornecimento, a localidade e também ao longo do tempo.

Trocadores de calor

O custo de aquisição do evaporador e do condensador foi estimado em função da área de troca térmica, por meio da Equação (8-1), apresentada por (COUPER et al., 2010).

$$Custo_{HX} = 1,218 \times f_d f_m f_p C_b \quad 8-1$$

Com:

$$f_d = \exp[-0,9816 + 0,0830 \times \ln(A)] \quad 8-2$$

$$f_p = 0,7771 + 0,04981 \times \ln(A) \quad 8-3$$

$$f_m = g_1 + g_2 \times \ln(A) \quad 8-4$$

$$C_b = \exp[8,821 - 0,30863 \times \ln(A) + 0,0681 \times \ln^2(A)] \quad 8-5$$

Em que :

- $g_1 = 0,8193$
- $g_2 = 0,15984$
- A: área de troca térmica, em ft².

Estes parâmetros foram obtidos da mesma fonte da equação, sendo válidos para as seguintes características consideradas para os trocadores:

- material: casco em aço carbono e tubos em aço inox 304;
- faixa de pressão: 100 a 300 psig;
- tipo de trocador de calor: tubo em U.

Nas simulações em Aspen Hysys ® é calculado o valor do produto UA. Para obter o valor da área do trocador, o coeficiente global de troca térmica foi estimado como $U = 0,5 \text{ kW}/(^{\circ}\text{C}\cdot\text{m}^2)$ (JENSEN et al., 2014; OH et al., 2016) para todos os refrigerantes e misturas estudados.

Compressores

O custo do compressor foi estimado em função de sua potência (em HP), como mostrado na Equação (8-6) (COUPER et al., 2010), válida para compressores tipo parafuso. Dependendo do tipo de compressor há uma grande variação no custo de aquisição considerando a mesma potência: um compressor alternativo tem seu

custo estimado em mais de duas vezes o de um compressor parafuso equivalente. A equação apresentada é válida para uma ampla faixa de potência – de 10 a 800 HP. É importante ainda destacar que, no caso do FTVI, considerou-se a aquisição de apenas um compressor dividido em dois estágios de compressão pela câmara de injeção de vapor. O impacto dessa alteração no custo de aquisição do equipamento em relação ao compressor de apenas um estágio não foi avaliado.

$$Custo_{comp} = 1810 \times (HP)^{0,71} \quad 8-6$$

O compressor parafuso foi considerado devido ao seu amplo uso em sistemas de refrigeração e à existência de equipamentos desse tipo que atendam à faixa de potência considerada. Não foram feitos estudos relativos à compatibilidade dos fluidos refrigerantes considerados com o tipo de compressor e seus materiais. Estes aspectos devem ser considerados em fases mais avançadas do projeto do sistema de refrigeração.

Válvulas

O custo de aquisição das válvulas de expansão foi estimado a partir da vazão mássica de refrigerante passando por elas (\dot{m} , em kg/s), se acordo com a Equação (8-7) (MOSAFFA et al., 2016).

$$Custo_{valv} = 114,5 \times \dot{m} \quad 8-7$$

Tanque flash

A estimativa de custo do tanque flash foi feita por meio da Equação (8-8) (TOWLER; SINNOTT, 2013), que leva em conta a massa do vaso (m_{flash} , em kg) e é válida para a faixa de 160 a 250000 kg, para tanques de aço carbono.

$$Custo_{flash} = 11600 + 34 m_{flash}^{0,85} \quad 8-8$$

Para dimensionar o tanque flash de cada sistema foi calculada inicialmente a velocidade terminal de deposição das gotículas de líquido do mesmo. A Equação (8-9) (COUPER et al., 2010) é uma aproximação da equação de Newton, em que K é um coeficiente que depende do sistema. No presente trabalho considerou-se $K = 0,14$ (COUPER et al., 2010).

$$u = K \sqrt{\frac{\rho}{\rho_g} - 1} \quad 8-9$$

Em que:

- ρ : densidade do líquido, em lb/ft³.
- ρ_g : densidade do gás, em lb/ft³.
- u : velocidade terminal, em ft/s.

A área transversal do vaso vertical (A_{min}), em ft², é calculada utilizando a Equação (8-10), e a partir dela se calcula o diâmetro mínimo (D_{min}) conforme a Equação (8-11)

$$A_{min} = \frac{Q_v}{u} \quad 8-10$$

$$D_{min} = \sqrt{4 A_{min} \pi} \quad 8-11$$

Em que:

- Q_v : vazão volumétrica de vapor no tanque flash, em ft³/s

Considerou-se que a altura da seção cilíndrica do tanque deve ser 3 vezes seu diâmetro mínimo. Para calcular a massa do tanque - Equação (8-12) - foi adotada a densidade de 7850 kg/m³ para o aço ($\rho_{aço}$) e espessura de 6,35 mm (COUPER et al., 2010).

$$m_{flash} = (2 A_{min} + 3 \pi D_{min}^2) \times \left(0,3048 \frac{m}{ft}\right)^2 \times \rho_{aço} \times 6,35 \times 10^{-3} \quad 8-12$$

Correção de valores

As funções de custo apresentadas são relativas à aquisição dos equipamentos e têm como base os anos de 2009 (COUPER et al., 2010) e 2010 [janeiro] (TOWLER; SINNOTT, 2013). Para calcular o custo de aquisição dos equipamentos no presente é preciso ainda corrigir os valores.

A correção dos valores referentes a anos anteriores foi feita utilizando o CEPCI (*Chemical Engineering Plant Cost Index*), considerando a correção para abril de 2016. Sendo assim, o custo atualizado é dado pela Equação (8-13).

$$Custo_{\text{Ano B}} = \text{Índice}_{\text{Ano B}} \times \frac{Custo_{\text{Ano A}}}{\text{Índice}_{\text{Ano A}}} \quad 8-13$$

Sendo que o índice correspondente aos anos de referência foi:

- 2009: 521,9
- 2010 (janeiro): 532,9 (TOWLER; SINNOTT, 2013)
- 2016 (abril): 537,5

A parcela anual correspondente à aquisição dos equipamentos - Equação (8-14) - depende da vida útil estimada dos mesmos (n , em anos) e da taxa de juros considerada (i , em %), e pode ser calculada utilizando o fator de recuperação de capital (FRC) - Equação (8-15). Como referência foram adotados 15 anos e 14% para a vida útil dos equipamentos e a taxa de juros, respectivamente. Além disso, não foi considerado custo residual para os equipamentos.

$$C_{\text{equip/ano}} = FRC \times C_{\text{equip}} \quad 8-14$$

$$FRC = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad 8-15$$

Instalação e Manutenção

O custo de instalação dos equipamentos é também um item muito significativo do total, e foi estimado por meio de fatores multiplicadores do custo de aquisição. O fator correspondente a cada tipo de equipamento (COUPER et al., 2010) é apresentado na Tabela 8-1. Os valores apresentados na seção de resultados se referem ao custo de aquisição do equipamento já ponderado pelo respectivo multiplicador referente à instalação.

Tabela 8-1 - Multiplicadores para estimativa do custo instalado de equipamentos (COUPER et al., 2010).

Equipamento	Fator de instalação (φ_{inst})
Trocadores de calor	2,0
Compressores	1,3
Tanque flash	2,8
Válvulas	2,0

Os gastos anuais com manutenção foram estimados de forma geral como 6% do valor de aquisição de todos os equipamentos ($\varphi_{\text{man}} = 0,06$) (MOSAFFA et al., 2016).

Energia elétrica

O custo anual da energia elétrica consumida pelo sistema de refrigeração foi calculado como apresentado na Equação (8-16).

$$C_{EE} = N \times \$_{kWh} \times W \quad 8-16$$

Em que:

- N: tempo anual de funcionamento do sistema, em horas;
- $\$_{kWh}$: preço do kWh, em U\$/kWh;
- W: potência dos compressores, em kW.

Considerou-se o preço do kWh para a categoria "demais classes" no município de Campinas no início do ano de 2017 (R\$175,48 /MWh) (CPFL, 2017), e o funcionamento do sistema de refrigeração durante 24 horas por dia ao longo de todo o ano (total de 8760 horas).

Emissão de CO₂

O custo ambiental considerado foi apenas o da emissão de CO₂ equivalente à energia elétrica consumida, como apresentado no trabalho de (MOSAFFA et al., 2016). Essa forma de cálculo é simplificada, uma vez que não leva em conta o custo ambiental relativo ao ciclo de vida dos gases refrigerantes ou dos equipamentos. Com essa abordagem, um sistema de refrigeração utilizando um fluido com altos GWP e ODP, porém com melhor desempenho termodinâmico, apresentaria menor custo ambiental que um sistema utilizando um fluido que contribua pouco com o aquecimento global e não agrida a camada de ozônio. No presente trabalho, porém, apenas fluidos com ODP = 0 e baixo GWP foram avaliados, de forma que esta simplificação do custo ambiental é válida para fins de comparação. A estimativa da massa emitida de CO₂ equivalente é feita por meio da Equação (8-17), e o custo da compensação dessa emissão é calculado com a Equação (8-18).

$$\dot{m}_{CO_2} = \mu_{CO_2} \times W \times N \quad 8-17$$

$$C_{amb} = \dot{m}_{CO_2} \times c_{CO_2} \quad 8-18$$

Em que:

- m_{CO_2} : massa de CO₂ equivalente, em kg/ano;

- c_{CO_2} : custo do kg de CO_2 emitido, em \$/kg;
- μ_{CO_2} : emissão de CO_2 na geração da energia elétrica, em kg/ kWh;
- N: tempo anual de funcionamento do sistema, em horas.

O custo da compensação do CO_2 emitido (c_{CO_2}) e o fator de emissão desse gás na geração da energia elétrica (μ_{CO_2}) dependem muito do país em que se considera a instalação do sistema de refrigeração em questão. Foram considerados os valores correspondentes ao Brasil. O fator médio de emissão de CO_2 informado pelo Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação para o ano de 2016 foi $\mu_{CO_2} = 0,0817$ kg/kWh (MCT, 2017). Já o custo da compensação de emissão ($c_{CO_2} = 0,005$ \$/kg) foi obtido de uma calculadora criada pelo órgão Sustainable Carbon Climate Solutions em parceria com o Santander, disponível em (SUSTAINABLE CARBON, 2017).

Custo total

Finalmente, o custo total anual do sistema de refrigeração pode ser calculado pela soma dos custos de energia elétrica, ambiental e dos equipamentos, como apresentado na Equação (8-19).

$$C_{sistema} = (C_{EE} + C_{amb} + \varphi_{man} \times C_{equip/ano})_{opex} + (\varphi_{inst} \times C_{equip/ano})_{capex} \quad 8-19$$

8.2.2. Otimização

A minimização do custo total anual do sistema, de acordo com as funções apresentadas no item 8.2.1, foi feita utilizando os mesmos recursos descritos no Capítulo 7: otimização por função em MATLAB® conectado à simulação em Aspen HYSYS®.

Para cada par de fluidos refrigerantes foram consideradas composições variando entre 0% e 100% em massa do fluido mais leve com intervalos de 10%. Exceções foram feitas às misturas contendo Etano ou CO_2 , uma vez que estes têm temperatura crítica abaixo de 35 °C, inviabilizando o uso de misturas contendo mais que uma certa fração destas substâncias nas condições determinadas para o sistema de refrigeração estudado.

Inicialmente foram variados os mesmos parâmetros de entrada descritos na otimização do COP: a razão de expansão na primeira válvula e as temperaturas de evaporação e condensação do fluido refrigerante. As temperaturas definidas como referência foram a de entrada no evaporador e a de vapor saturado no condensador - conjunto A da Tabela 7-1. Os valores iniciais, bem como os limites superior e inferior foram definidos com base nos resultados obtidos com a otimização para COP máximo.

Na otimização para COP máximo realizada (descrita no Capítulo 7) foi definida a limitação de 5 °C como diferença mínima de temperatura entre os fluidos de troca térmica nos trocadores de calor do sistema de refrigeração. Essa restrição está relacionada ao dimensionamento e custo dos equipamentos, uma vez que para atingir menores diferenças de temperaturas são requeridas maiores áreas de troca térmica, o que pode levar a dimensões inviáveis de equipamentos seja pelo espaço que ocupariam ou pelo seu custo. Neste capítulo, uma vez que a função objetivo a ser minimizada contempla o custo de aquisição dos equipamentos, essa restrição não é necessária, tendo sido alterada para $\Delta T_{\min} \geq 0$ °C.

A otimização foi realizada utilizando o software Matlab® em comunicação online com a simulação feita no Aspen HYSYS®. O custo anual total foi minimizado utilizando a função *Fmincon* com algoritmo *Interior Point*. As funções de otimização e restrições são apresentadas no APÊNDICE A.

Em um segundo momento a composição do refrigerante foi também incluída como parâmetro a ser otimizado, sendo variada a fração dos fluidos refrigerantes de cada par. Dessa forma foi possível obter, para cada par de fluidos refrigerantes considerado, um único cenário de menor custo total anual do sistema de acordo com as considerações feitas. Os algoritmos utilizados para a otimização são apresentados no APÊNDICE A.

8.3. Resultados e discussão

Os resultados obtidos a partir da aplicação da metodologia descrita serão apresentados conforme esquematizado na Tabela 8-2.

Tabela 8-2 - Organização dos resultados referentes ao Capítulo 8.

Análise econômica dos cenários de COP máximo	Custo total do FTVI Distribuição de custos Custo total adicional do VCC
Otimização para custo mínimo	Custo total do FTVI Distribuição de custos Custo total adicional do VCC <i>Payback</i> simples Análise das temperaturas dos ciclos Distribuição da razão de compressão (CR) Vazão de refrigerante
Otimização da composição	Inclusão da composição como variável da otimização para custo mínimo do FTVI

8.3.1. Análise econômica dos cenários de COP máximo

Custo total do FTVI

No Capítulo 7 foram propostas as configurações que proporcionam o melhor desempenho do sistema de refrigeração para cada composição de refrigerante. Após definir as funções de custo apresentadas na Metodologia, as simulações foram refeitas para atender à carga térmica de 1,0 MW e o custo anual dos sistemas com estas configurações foi calculado para o FTVI e para o VCC. Os resultados para o FTVI são apresentados na Figura 8-1. Dentre estes cenários, o menor custo anual, de US\$ 220.189,00, corresponde à mistura Propano/n-Butano 10%, com razão de expansão de 53,3%, $T_8 = -9\text{ °C}$, $T_{4_vsat} = 39,8\text{ °C}$ e $COP = 4,3$. O custo anual estimado para o cenário de maior COP (destacado no Capítulo 7) é de US\$ 228.690,00.

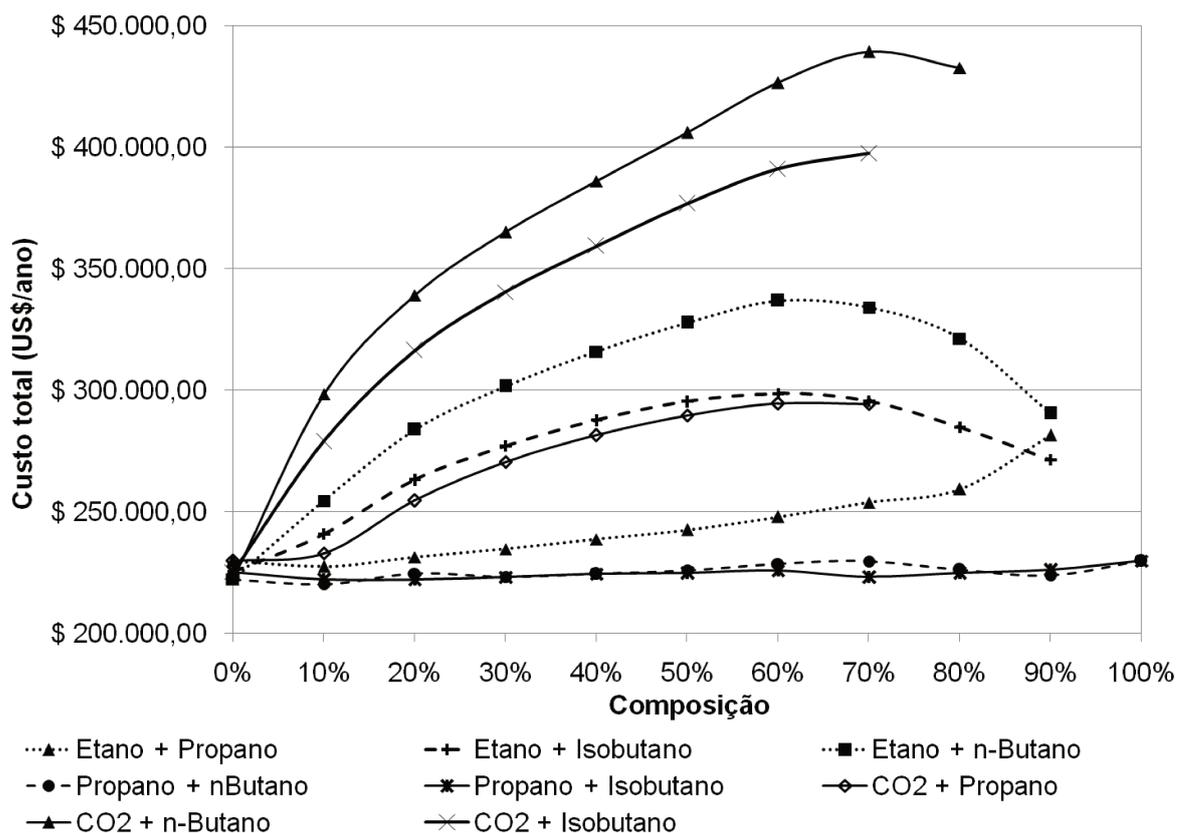


Figura 8-1 - Custo anual (\$) dos sistemas com COP máximo para cada composição de refrigerante - FTVI

Em geral, observou-se um aumento do custo anual do FTVI com o aumento do componente mais volátil do refrigerante. No entanto, para as misturas de Propano/n-Butano e Propano/Isobutano o custo anual teve variações muito pequenas em função da composição do refrigerante. ‘

Distribuição de custos

Mesmo para as misturas que apresentaram pequena variação do custo total a distribuição do custo foi diferente entre as composições, de forma que o aumento do custo de um recurso (equipamento ou operação) foi compensado com a redução de outro, como pode ser visualizado na Figura 8-2 para o par Propano/ n-Butano. Os custos foram normalizados de acordo com a Equação (8-20), em que $C_{m\acute{a}x}$ é o valor máximo desse recurso entre as composições avaliadas, C é o valor do componente para a composição em questão e C_{norm} é o valor normalizado.

$$C_{norm} = \frac{1}{C_{m\acute{a}x}} \times C \quad 8-20$$

Os custos normalizados de energia elétrica e ambiental são idênticos, pois ambos são função linear da potência total do compressor.

Na Figura 8-3 é apresentado o percentual do custo de cada componente em relação ao total anual.

Observa-se que os únicos custos que são maiores para as misturas em relação às substâncias puras são aqueles relativos aos trocadores de calor. Este resultado é coerente com o objetivo da otimização que originou estes cenários: maximizar o COP do sistema. Um maior COP corresponde a uma menor potência do compressor e conseqüentemente menores custos ambientais, de eletricidade e do próprio compressor. Outro fator que contribui para o aumento do COP é a menor vazão mássica, que tem também como consequência válvulas e um tanque flash menores. No entanto, o melhor desempenho termodinâmico tende a conduzir ao dimensionamento de trocadores de calor com grande área superficial e, portanto, caros.

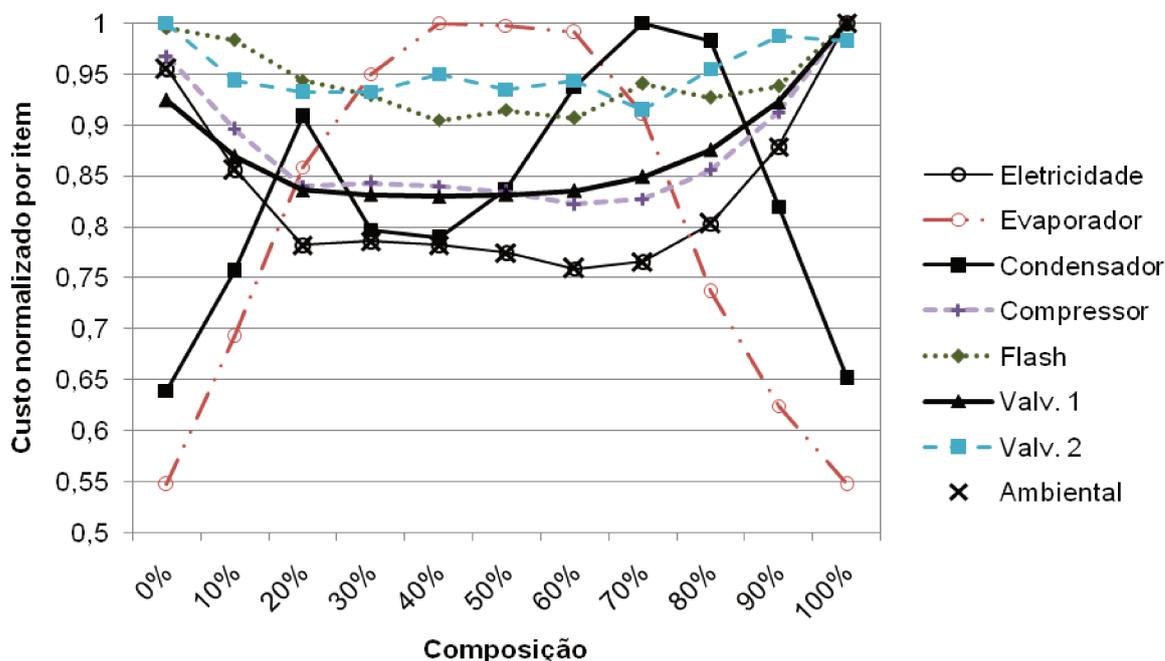


Figura 8-2 - Custo normalizado por item do FTVI com COP máximo para misturas de Propano/n-Butano.

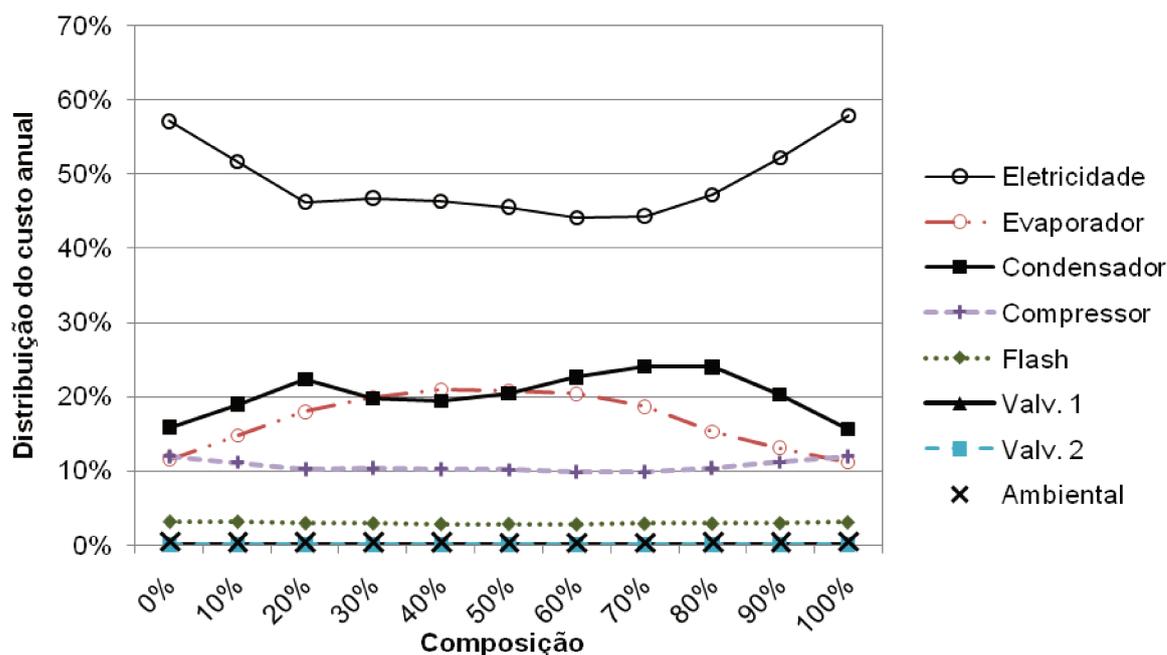


Figura 8-3 - Distribuição de custo anual do FTVI com COP máximo para misturas de Propano/n-Butano.

Verificou-se ainda que a energia elétrica consumida tem o maior custo anual entre os itens considerados, sendo responsável por 44 a 58% do custo total. É importante considerar que este custo varia significativamente não só com o país de referência, mas ainda ao longo do tempo – podendo chegar a representar uma parcela ainda maior do custo do sistema de refrigeração.

Os custos ambiental e das válvulas são muito inferiores àqueles relativos aos outros itens. Daí que muitos trabalhos de análise econômica de ciclos de refrigeração ou bomba de calor desconsiderem este tipo de custo.

No entanto, o custo ambiental varia muito com a matriz energética do país e com o mercado de créditos de carbono. Em seu trabalho, (MOSAFFA et al., 2016) consideram as médias do Iran, que são $\mu = 0,968$ kg/kWh e $c_{CO_2} = 87$ US\$/ton de CO_2 , o que aumentaria o custo ambiental mais de duzentas vezes em relação aos valores adotados, com referência no Brasil.

Custo total adicional do VCC

O custo anual adicional do VCC em relação ao FTVI com as mesmas composição e temperaturas foi calculado por meio da Equação (8-21), e é apresentado na Figura 8-4. Observou-se um comportamento muito semelhante ao

do ganho de COP, apresentado no Capítulo 7. No entanto, para as misturas de Propano e n-Butano com composição entre 20% e 70% de Propano, o custo anual do VCC é ligeiramente menor que o do FTVI.

$$C_{adicional} = \frac{C_{VCC} - C_{FTVI}}{C_{FTVI}} \times 100\% \quad 8-21$$

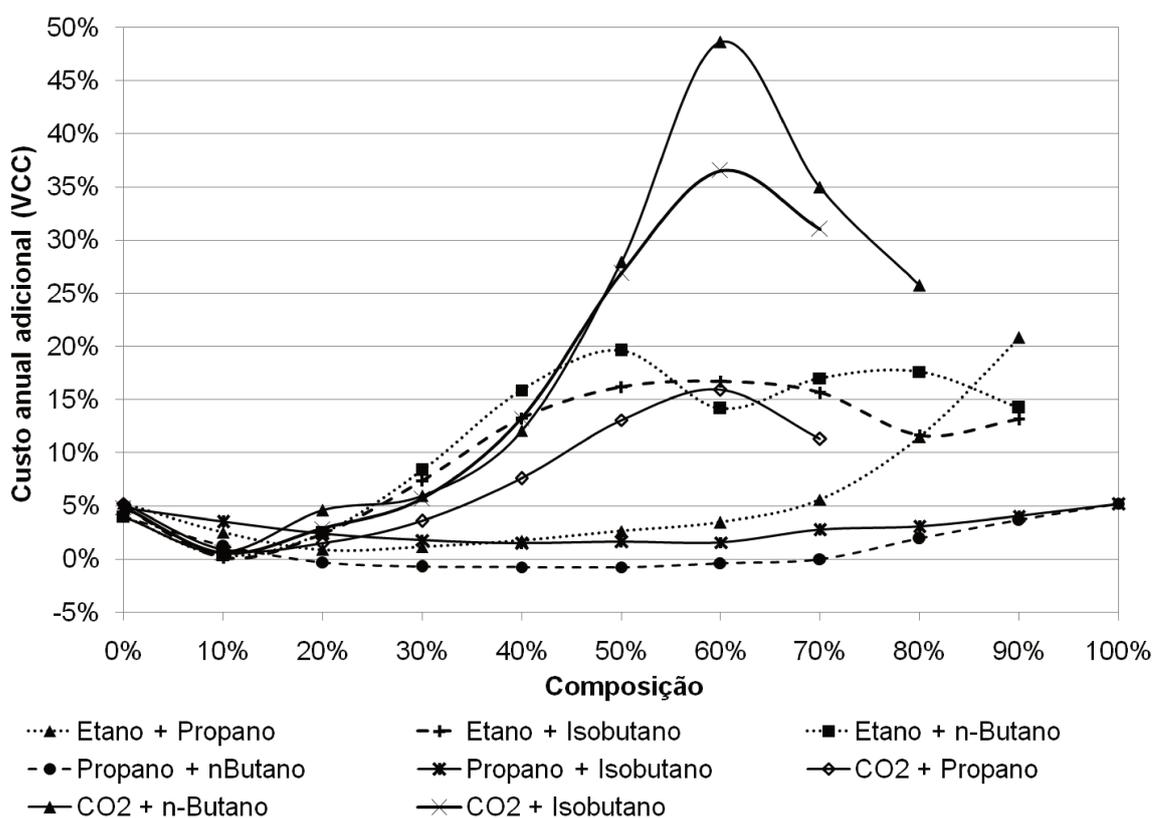


Figura 8-4 - Custo anual adicional do VCC em comparação com o do FTVI para cada composição de refrigerante.

Comparando cada componente dos ciclos, observou-se que, em todos os casos o evaporador do sistema convencional tem menor área (e custo) que o do sistema com injeção. Esta diferença somada ao custo adicional do tanque flash e da segunda válvula de expansão explica o menor custo total anual do VCC na faixa citada, mas é compensada pela redução dos demais fatores de custo do FTVI para a grande maioria dos cenários estudados.

No entanto, para as misturas binárias com menor custo total anual (Propano/n-Butano, Propano/Isobutano e Etano/Propano), o custo anual adicional do sistema convencional em relação ao FTVI é inferior a 5% para a grande maioria das composições. Considerando o erro relativo à estimativa de custo apresentada,

conclui-se que não é recomendável desconsiderar um dos sistemas em favor do outro com base apenas nesta análise econômica.

8.3.2. Otimização para custo mínimo

Custo total do FTVI

Após estimar o custo anual dos sistemas de refrigeração com maior COP, encontrados no capítulo anterior, foi feita a otimização para encontrar as temperaturas e a razão de expansão correspondentes ao FTVI com menor custo anual para cada uma das composições de fluido refrigerante avaliadas.

Nesta etapa foram desconsideradas as misturas binárias que apresentaram valores significativamente inferiores de COP e superiores de custo, a saber: a maioria das composições contendo CO₂ e as misturas de Etano/n-Butano e Etano/ Isobutano. Devido à motivação inicial de se investigarem as misturas contendo CO₂ – ganho de segurança com a redução na inflamabilidade da mistura - foram mantidas as combinações de CO₂ com Propano contendo até 30% do primeiro. Dentre as misturas contendo CO₂ estas três foram escolhidas por apresentarem melhor desempenho.

Os resultados obtidos ficaram entre US\$216.458,00 e US\$ 276.142,00 por ano para atender a carga térmica de 1,0 MW empregando o FTVI, como apresentado na Figura 8-5. O custo mínimo corresponde à mistura 20% Propano/ n-Butano com razão de expansão de 43,1% e o maior custo, à de 90% Etano/ Propano com ER = 28,7%.

As configurações com COP ótimo, considerando apenas as misturas binárias aqui analisadas, tiveram seus custos estimados entre US\$220.189,00 e US\$ 281.587,00, correspondentes às misturas 10% Propano/ n-Butano e 90% Etano/ Propano, respectivamente. Considerando a margem de erro dos métodos utilizados para estimar o custo anual do sistema, pode-se dizer que há pouca diferença no custo total dos sistemas de refrigeração com melhor desempenho termodinâmico para aqueles com o menor custo nas condições estabelecidas.

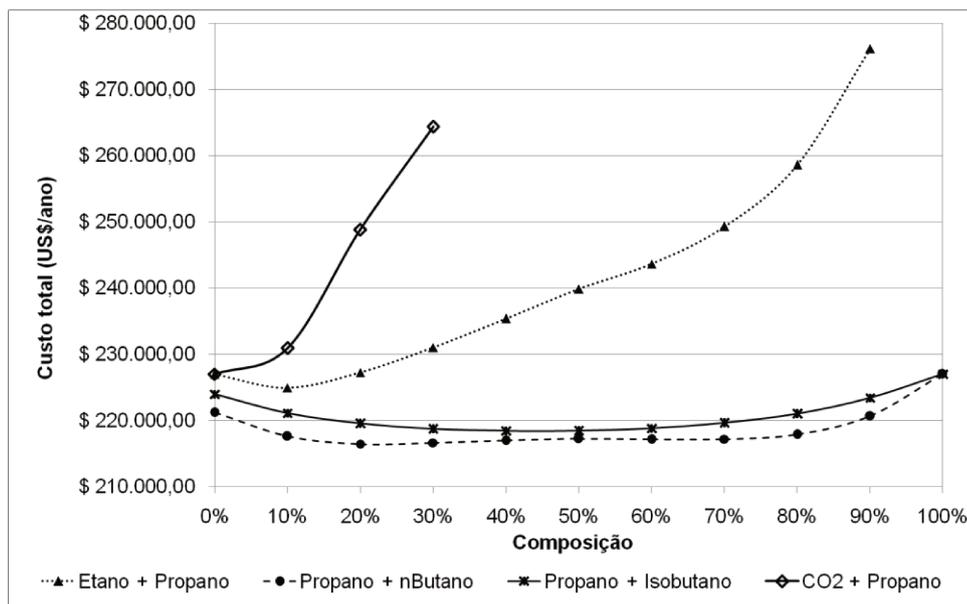


Figura 8-5 - Custo anual mínimo do FTVI por composição de refrigerante.

Além disso, para as misturas de Propano com Isobutano e com n-Butano, a variação do custo total anual do FTVI é muito pequena. Para toda a faixa de composição da mistura o custo anual mínimo do FTVI é menos de 2% maior que o mínimo geral, e para os componentes puros é menos de 5% maior. Isso significa que a decisão por uma ou outra proporção destes fluidos refrigerantes deve ser baseada em outros fatores, como a distribuição de carga entre os estágios de compressão, a área total dos trocadores de calor, a massa de refrigerante requerida, compatibilidade com os materiais do sistema, dentre outros.

Distribuição de custos

Para verificar a distribuição do custo entre os itens do sistema nos cenários otimizados em função do custo total, foram elaboradas a Figura 8-6 e a Figura 8-7 a partir dos resultados para o par Propano/n-Butano. Na primeira, é apresentado o custo anual de cada recurso normalizado, com o objetivo de que se observem as tendências em cada item; na segunda, são apresentados os percentuais do custo total, para que sejam conhecidos os pesos relativos. Em ambas as formas de apresentação é notável a pouca variação dos custos por item: todos os custos normalizados são superiores a 85% do máximo daquele recurso. Este resultado somado àquele apresentado na Figura 8-5 indica que, apesar de os

cenários com desempenho máximo levarem a diferenças no dimensionamento dos equipamentos para cada composição de uma mistura binária, quando o foco é alterado para o custo mínimo estas variações são menores.

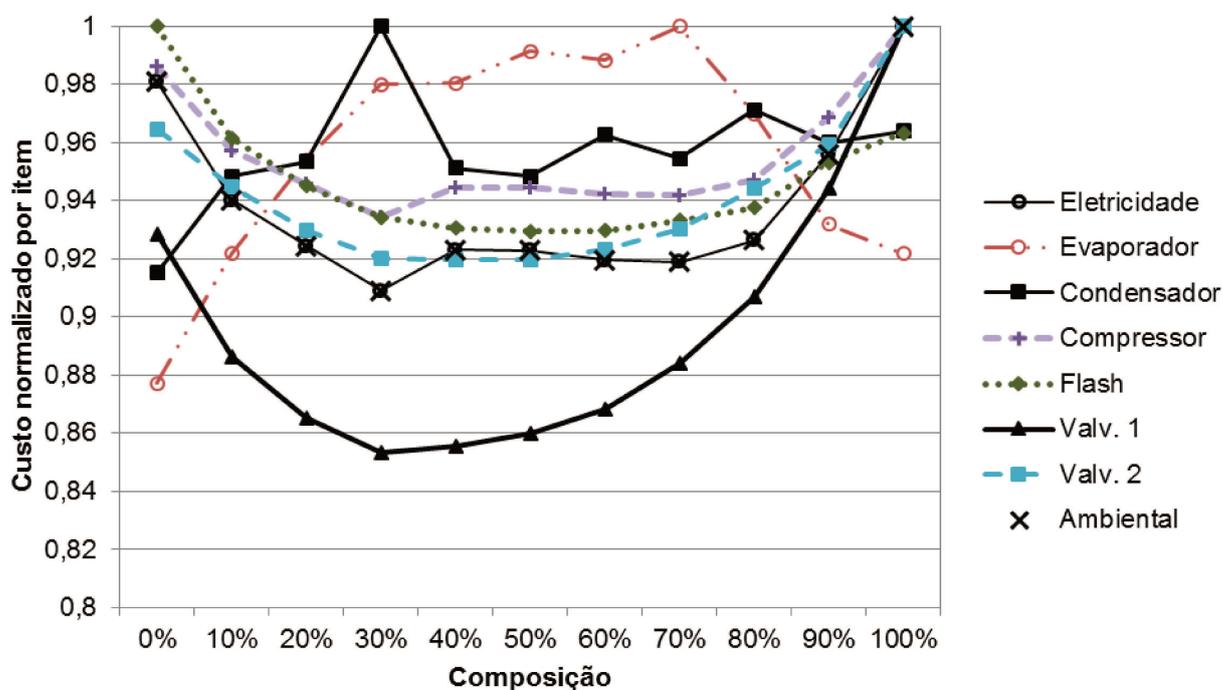


Figura 8-6 - Custo normalizado por item do FTVI com custo anual mínimo para misturas de Propano/n-Butano.

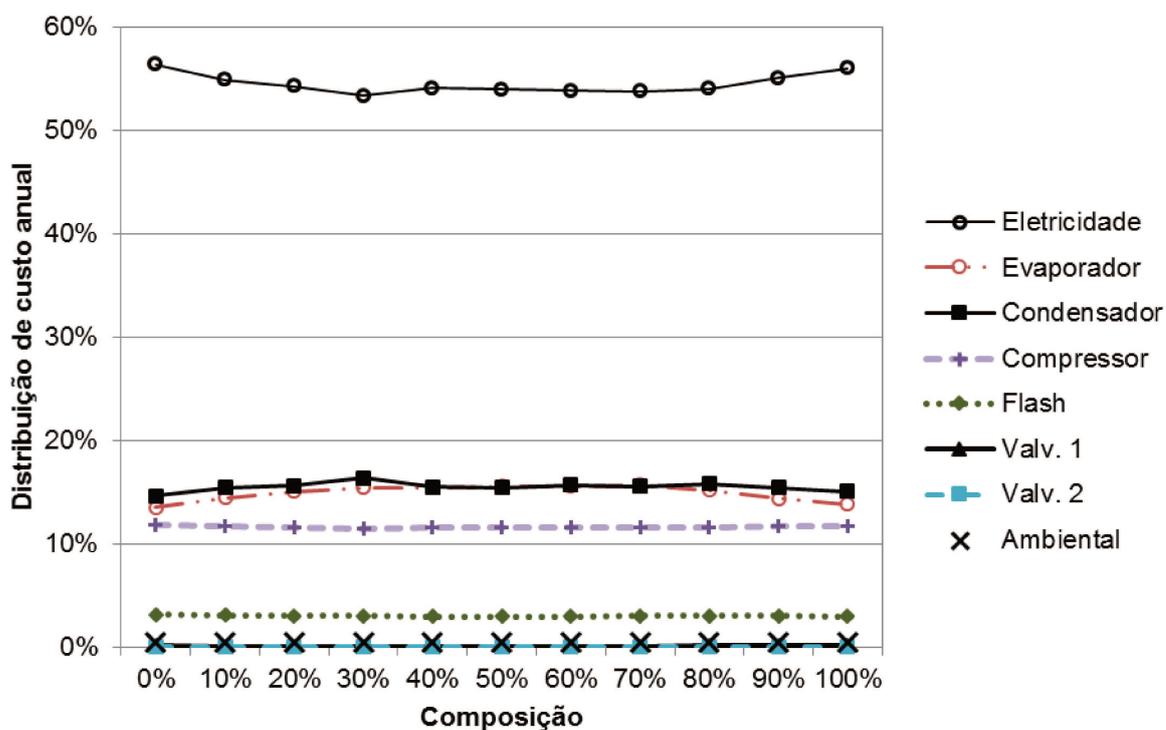


Figura 8-7 - Distribuição de custo anual do FTVI com custo anual mínimo para misturas de Propano/n-Butano.

Observou-se também que o custo de energia elétrica passa a ser responsável por uma porcentagem ainda maior do total, sendo superior a 50% para toda a faixa de composição.

Custo adicional total do VCC

O custo anual do VCC operando nas condições de temperatura relativas ao custo mínimo do FTVI também foi estimado, de forma a permitir a comparação destes dois tipos de ciclo do ponto de vista econômico. Na Figura 8-8 são mostrados os resultados da comparação. Observou-se que ciclo convencional apresenta um custo total anual maior que o sistema com injeção de vapor para todas as composições avaliadas – mesmo para aquelas cujo resultado foi oposto quando enfocados os cenários de máximo COP (Figura 8-4). Por representarem parte significativa do custo total, os trocadores de calor tendem a ter sua área reduzida quando o custo é minimizado. A aquisição dos equipamentos do sistema FTVI continua sendo mais onerosa que a do VCC, no entanto esta diferença é reduzida o suficiente para ser compensada pela economia alcançada com o menor consumo de energia elétrica por parte do primeiro. Assim, apesar de levar a um desempenho termodinâmico um pouco pior em relação àquele apresentado no Capítulo 7, o custo total do sistema com injeção de vapor acaba ficando menor que o do VCC.

É importante considerar, no entanto, que as diferenças de custo total foram relativamente pequenas, e as composições de refrigerante que levaram a um menor custo total apresentaram também menor diferença entre os tipos de ciclo. Este resultado é esperado, principalmente porque as vantagens oferecidas pelo FTVI são relacionadas à redução do trabalho de compressão. Dessa forma, muitas das condições que levam a um melhor desempenho do ciclo (menor *lift* de temperatura, melhores condições de compressibilidade dos fluidos, etc.) fazem também com que a diferença entre o VCC e o FTVI seja menor. De acordo com (STOECKER, 1998):

“The magnitude of saving from flash-gas removal depends on the thermo- dynamic properties of the refrigerant and the magnitude of the temperature lift from the evaporator to the condenser. (...)” .

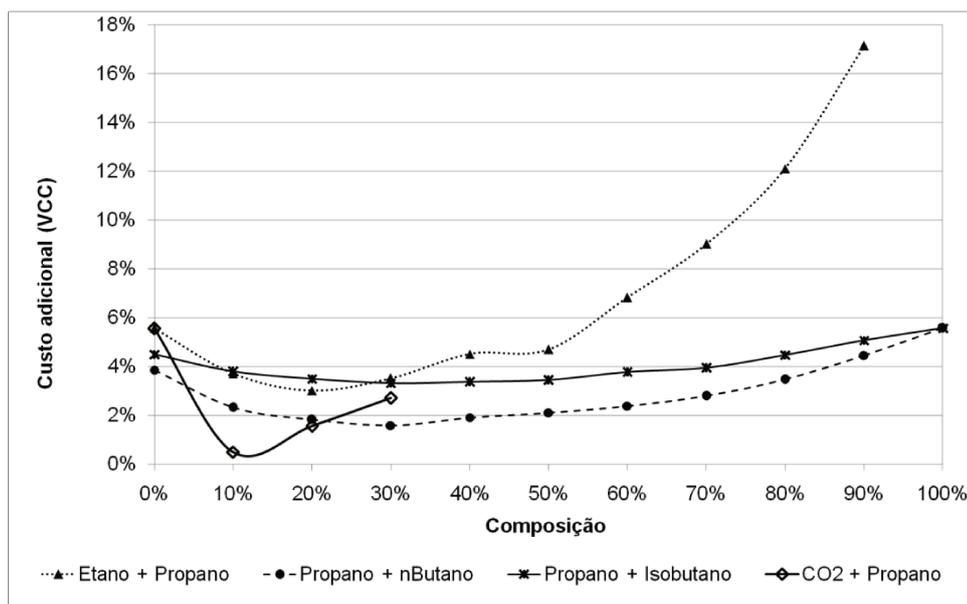


Figura 8-8 - Custo adicional do VCC em relação do FTVI nas condições de custo mínimo para diversas composições de refrigerante.

A margem de redução do custo total anual do FTVI em relação ao VCC indica que o sistema de refrigeração com este tipo de ciclo pode apresentar vantagens econômicas interessantes, uma vez que a refrigeração representa uma parcela significativa dos gastos na indústria de bebidas e em outras, conforme apontado no Capítulo 1. No entanto, a análise aqui apresentada não permite concluir, mesmo para a aplicação em análise, que um dos ciclos seja sempre vantajoso em relação ao outro. Para cada caso podem variar muito o preço da energia elétrica – que no cenário analisado representa mais de 50% do custo anual total – e a taxa de juros, que pode tornar mais ou menos interessante investir em equipamentos mais caros. Com a energia mais cara e/ou os juros menores, a economia proporcionada pelo FTVI tende a ser maior.

É necessário considerar ainda que a otimização das temperaturas foi realizada apenas para o FTVI, sendo o resultado comparado com o VCC nas mesmas condições. Isto significa que pode ainda haver alguma margem para redução do custo total anual do ciclo convencional, considerando outras temperaturas de operação.

Payback simples

Outra forma de analisar os cenários obtidos com a minimização do custo total anual é por meio do cálculo do *payback* simples do FTVI em relação ao VCC. Para este cálculo é assumido que o sistema de refrigeração utilizando o ciclo de compressão de vapor convencional seria instalado, ou seja, o custo de sua aquisição (Capex – Equação 8-22) é inevitável. É então verificado o tempo necessário para que o menor custo de operação (Opex – Equação 8-23) de um sistema alternativo compense o maior investimento inicial correspondente ao mesmo. Diferente do cálculo do custo anual do sistema, para o *payback* (Equação 8-24) é considerado que o custo total de aquisição e instalação dos equipamentos é pago inicialmente, não havendo contabilização dos juros nem da vida útil dos equipamentos.

$$Capex = \varphi_{inst} \times C_{equip} \quad 8-22$$

$$Opex = C_{EE} + C_{amb} + \varphi_{man} \times C_{equip} \quad 8-23$$

$$Payback = \frac{(Capex_{FTVI} - Capex_{VCC})}{Opex_{VCC} - Opex_{FTVI}} \quad 8-24$$

O *payback* simples para o FTVI com menor custo anual foi de 4,78 anos, considerando o custo de energia elétrica de R\$175,48 /MWh (CPFL, 2017), conforme descrito na Metodologia - Seção 8.2.1. No entanto, este custo pode ter uma grande variação em curtos períodos de tempo. Para avaliar o impacto dessa flutuação, foram avaliados os *paybacks* do sistema de refrigeração correspondentes aos preços da energia elétrica de 100, 300 e 500 reais por MWh. O resultado desta avaliação para cada composição é apresentado na Tabela 8-3. Para esta avaliação não foi realizada uma nova otimização, sendo adotadas as mesmas condições de temperatura e ER correspondentes aos resultados apresentados na Figura 8-5.

Tabela 8-3 - ER e temperaturas correspondentes ao custo mínimo para cada composição de refrigerante e payback simples do FTVI para diferentes cenários de preço da energia elétrica.

	Comp.	ER	T ₈ (°C)	T _{4vsat} (°C)	Payback (anos)			
					R\$ 100,00/ MWh	R\$ 175,48/ MWh	R\$ 300,00/ MWh	R\$ 500,00/ MWh
Propano + Isobutano	0%	47,6%	-7,16	40,12	3,7	1,9	1,1	0,6
	10%	45,2%	-8,27	40,86	4,9	2,5	1,4	0,8
	20%	43,7%	-8,88	41,76	5,8	2,9	1,6	0,9
	30%	43,0%	-9,41	42,01	6,2	3,1	1,7	1,0
	40%	41,3%	-9,61	42,40	6,1	3,0	1,7	1,0
	50%	41,6%	-9,46	42,45	6,0	3,0	1,6	0,9
	60%	41,5%	-9,31	42,37	5,3	2,7	1,5	0,9
	70%	41,1%	-8,68	41,94	4,9	2,5	1,4	0,8
	80%	41,7%	-8,41	41,35	4,0	2,1	1,2	0,7
	90%	42,5%	-8,00	40,70	3,3	1,7	1,0	0,6
Propano + n-Butano	100%	42,4%	-7,36	39,69	2,7	1,4	0,8	0,5
	0%	49,6%	-7,72	40,51	4,4	2,3	1,3	0,7
	10%	45,4%	-9,07	41,63	8,2	3,9	2,1	1,2
	20%	43,1%	-10,44	43,12	10,6	4,8	2,5	1,4
	30%	41,1%	-11,44	43,97	12,0	5,3	2,7	1,5
	40%	40,1%	-12,01	45,25	10,9	4,9	2,6	1,4
	50%	39,6%	-11,94	45,55	10,2	4,7	2,4	1,4
	60%	39,2%	-11,42	45,16	9,1	4,2	2,2	1,3
	70%	39,6%	-10,34	44,47	7,7	3,7	2,0	1,1
	80%	39,7%	-9,30	43,10	5,8	2,9	1,6	0,9
Etano + Propano	90%	42,3%	-8,34	41,60	4,0	2,1	1,2	0,7
	100%	42,4%	-7,36	39,69	2,7	1,4	0,8	0,5
	0%	42,4%	-7,36	39,69	2,7	1,4	0,8	0,5
	10%	39,3%	-9,18	41,23	5,8	2,9	1,6	0,9
	20%	34,5%	-10,41	42,86	8,2	3,9	2,1	1,2
	30%	32,6%	-11,95	43,62	7,6	3,6	2,0	1,1
	40%	31,7%	-12,39	44,32	6,6	3,2	1,8	1,0
	50%	29,6%	-11,90	43,33	6,7	3,3	1,8	1,0
	60%	31,6%	-12,00	41,71	4,4	2,3	1,3	0,7
	70%	31,1%	-10,95	39,83	3,0	1,6	0,9	0,5
CO2 + Propano	80%	30,5%	-9,41	37,63	1,9	1,0	0,6	0,4
	90%	28,7%	-7,99	35,00	1,0	0,5	0,3	0,2
	30%	29,7%	-16,94	56,69	10,1	4,6	2,4	1,4
	20%	33,8%	-14,03	53,60	11,7	5,2	2,7	1,5
	10%	34,4%	-9,88	46,05	17,7	7,0	3,5	1,9
	0%	42,4%	-7,36	39,69	2,7	1,4	0,8	0,5

Para todas as composições, observou-se que o aumento do Capex do FTVI em relação ao VCC é devido ao custo das válvulas, do tanque *flash* e do evaporador, uma vez que para o compressor e o condensador há uma redução de custo. No caso das misturas com maior razão de compressão, são necessários compressores com maior capacidade e, portanto, mais caros. Além disso, a maior CR em um único estágio aumenta a irreversibilidade do processo, e a injeção de vapor entre os estágios de compressão leva a uma redução significativa destas perdas, permitindo uma maior diminuição da potência requerida do compressor e, conseqüentemente, de seu custo. Esse conjunto de fatores faz com que o FTVI utilizando a mistura de refrigerantes 90% Etano/ Propano tenha não só a um menor custo de operação, mas também uma soma dos custos de equipamentos muito próxima à do VCC – o que é indicado pelo *payback* menor que um ano em todos os cenários de custo de energia elétrica.

Para a composição 20% Propano/ n-Butano com as condições inicialmente consideradas o *payback* não é atrativo (da ordem de 4,8 anos). No entanto, observa-se que o aumento do preço da energia elétrica faria com que a economia propiciada por um sistema de refrigeração mais eficiente pagasse em menos de dois anos o investimento adicional feito. Dessa forma, percebe-se que a decisão deve ser tomada levando em conta a tendência do preço da energia elétrica. Apesar das oscilações, conforme apresentado na Figura 1-1, este preço tem aumentado ao longo dos anos no Brasil.

Além do custo em si, foram analisados outros parâmetros do FTVI otimizado para custo mínimo, tais como as temperaturas nos trocadores de calor e a distribuição da razão de compressão e da potência entre os dois estágios do compressor.

Análise das temperaturas do ciclo

Na Figura 8-9 são mostradas as diferenças de temperatura dos refrigerantes (ΔT_{refr}) entre a entrada e a saída do evaporador (à esquerda) e do condensador (à direita). Comparando estes resultados com aqueles apresentados na Figura 7-5 e na Figura 7-7, percebe-se que a minimização do custo não alterou significativamente o ΔT_{refr} . Também não foi observada uma relação direta entre o

custo e o *matching* das temperaturas do refrigerante e do fluido de troca térmica, cuja variação de temperatura ao longo de cada trocador é representada pela linha contínua na Figura 8-9.

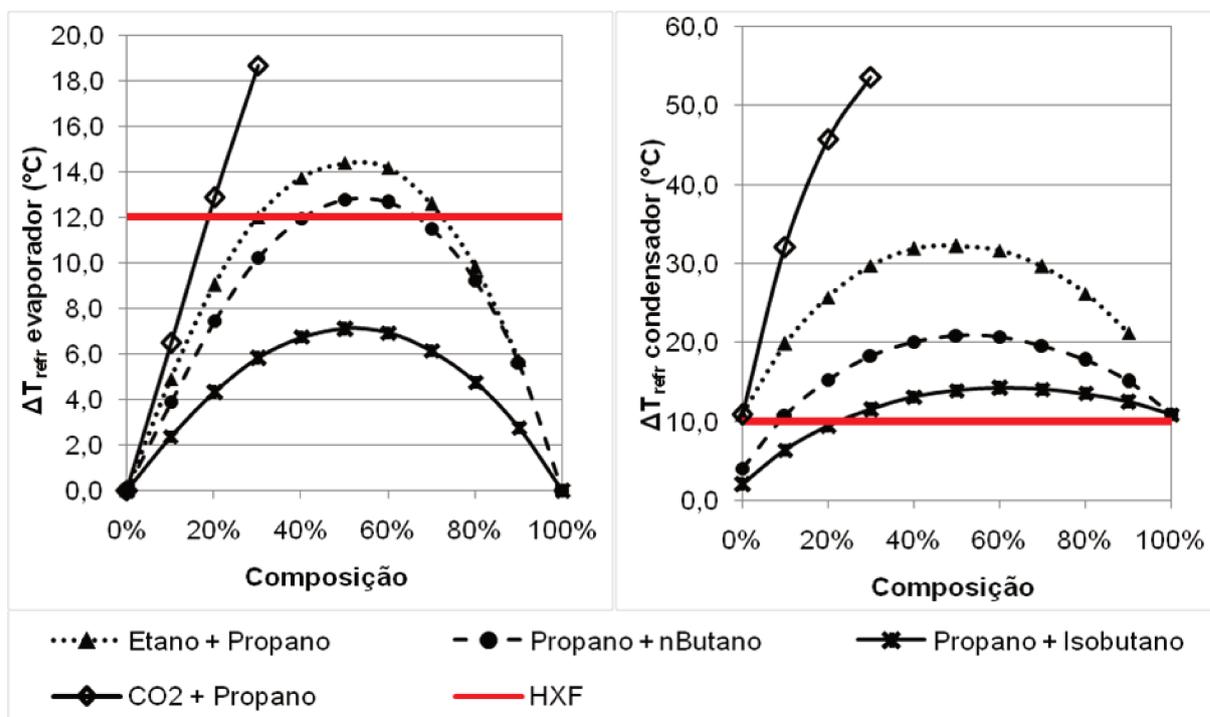


Figura 8-9 - Diferença entre as temperaturas de entrada e saída do refrigerante nos trocadores de calor em função da composição e comparação com o fluido de troca térmica (HXF).

No Capítulo 7, as otimizações foram feitas com uma restrição para a diferença mínima de temperatura entre fluidos de troca térmica no evaporador e no condensador, que não deveriam ser inferiores a 5 $^\circ\text{C}$. Observou-se que a configuração do sistema com máximo COP corresponde sempre ao valor mínimo permitido para esta diferença por levar a um menor *lift* de temperatura e, conseqüentemente a uma menor razão de compressão.

Para a minimização de custo, esta restrição foi retirada e observou-se que, para a maioria das composições de refrigerante analisadas, o custo mínimo corresponde a um ΔT_{min} entre 4 e 7 $^\circ\text{C}$, como pode ser observado na Figura 8-10. Além disso, há uma tendência de aumento de ΔT_{min} para valores de ΔT_{ref} mais próximos de 12 $^\circ\text{C}$, que é a variação de temperatura do fluido de troca térmica. Ou seja, para os casos em que o *matching* de temperaturas é melhor, a diferença mínima de temperatura entre os fluidos é maior.

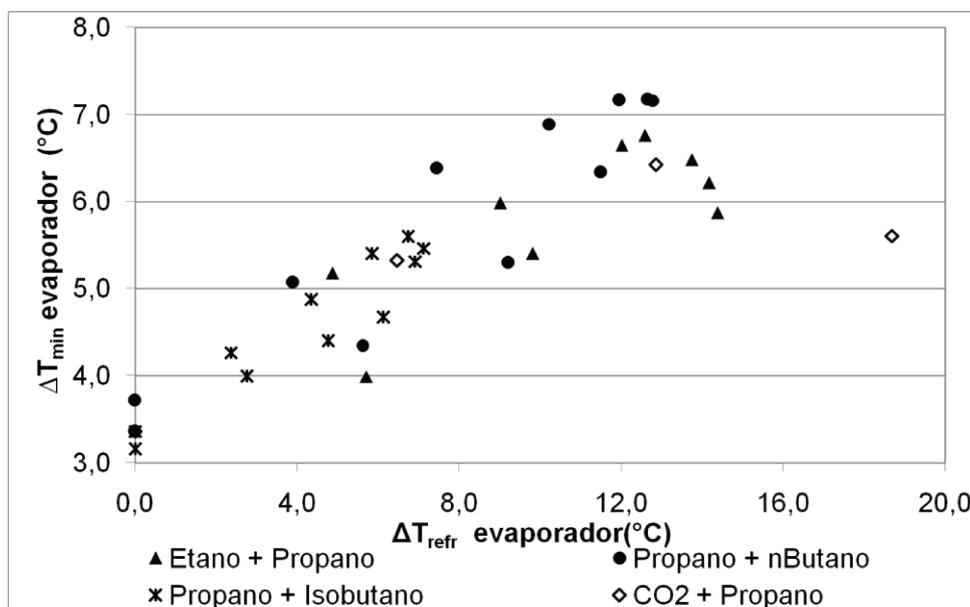


Figura 8-10 - Relação entre ΔT_{min} e ΔT_{refr} no evaporador para as diferentes composições de misturas de refrigerantes.

Estas variáveis foram também analisadas em conjunto com o custo do evaporador, como mostrado na Figura 8-11. Em uma análise em que ΔT_{refr} é constante, espera-se que o custo do trocador de calor seja menor quando ΔT_{min} é maior, pois o gradiente de temperatura facilita a troca térmica, exigindo uma menor área. No entanto, para esta análise em que muitos parâmetros foram variados simultaneamente, observou-se que os sistemas com menor custo do evaporador apresentaram também uma menor diferença de temperatura entre os fluidos no *pinch*. Para a comparação de sistemas com diferentes variações da temperatura do refrigerante ao longo do evaporador este resultado faz sentido, uma vez que ΔT_{min} não é o único determinante para a diferença média de temperatura ao longo do trocador de calor: esta diferença é muito influenciada pelo *matching* dos perfis de temperatura dos fluidos de troca térmica. Apesar de reduzir as irreversibilidades na troca térmica, um melhor *matching* também reduz sua força motriz, requerendo maior área de troca térmica quando um mesmo ΔT_{min} é atingido.

É preciso ainda ser considerado que cada um destes cenários corresponde à configuração de menor custo do FTVI para cada composição de refrigerante. Isto significa que um maior ou menor custo do evaporador dimensionado está também ligado ao impacto que as temperaturas de entrada e saída correspondentes a este dimensionamento têm nos demais itens de custo do sistema. Sendo o consumo de energia elétrica responsável pela maior parcela do

custo total anual, um evaporador mais caro que proporcione uma redução na energia consumida pelo compressor é, até certa medida, mais interessante. O objetivo da otimização foi exatamente encontrar esta medida para cada cenário estudado.

Uma ressalva importante a ser feita com relação ao dimensionamento apresentado para os trocadores de calor é que a troca térmica foi modelada de forma muito simples, adotando um coeficiente de troca térmica constante e igual para todas as misturas. Para que a modelagem e o dimensionamento sejam mais precisos seria necessário, inicialmente, adotar o coeficiente de troca térmica correspondente a cada mistura e, numa análise mais detalhada, considerar ainda as alterações de composição que ocorrem ao longo dos trocadores devido à mudança de fase (RADERMACHER; HWANG, 2005).

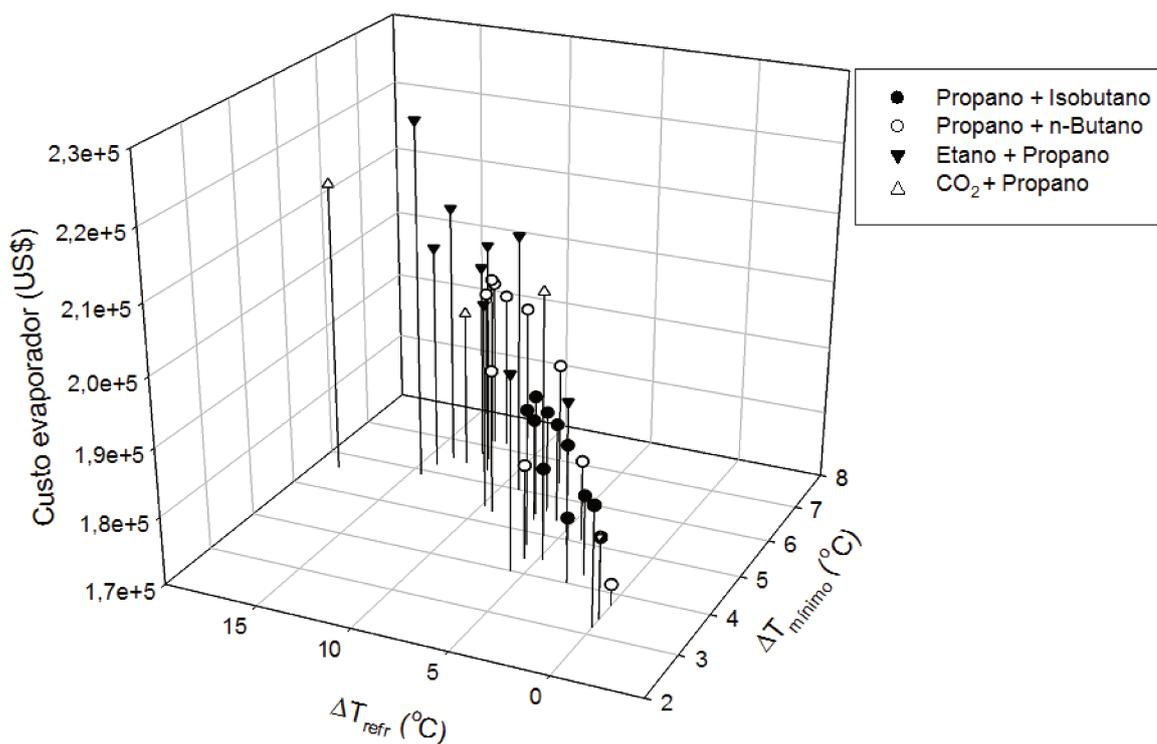


Figura 8-11 - Custo do evaporador e sua relação com ΔT_{min} e ΔT_{refr} para as diferentes composições de misturas de refrigerantes.

Distribuição da razão de compressão

A relação entre a razão de compressão de cada estágio do compressor do FTVI também foi avaliada para as configurações com menor custo total anual,

conforme apresentado na Figura 8-12. Esta relação é regulada pela variação da razão de expansão na primeira válvula, que foi uma das variáveis otimizadas. Para todas as misturas de hidrocarbonetos avaliadas a razão CR1/CR2 ficou entre 1,2 e 1,6 confirmando que a semelhança entre as razões de compressão dos estágios favorece o desempenho do sistema e resulta em menor custo. Já as misturas contendo CO₂ apresentaram valores entre 1,6 e 2,4.

Comparando os valores de CR1/CR2 para os cenários de custo mínimo para cada composição de refrigerante com aqueles obtidos pela maximização do COP, verificou-se um aumento para a maioria das composições. Isso significa que, em relação ao sistema com máximo desempenho, uma diminuição na razão de expansão leva a uma redução de custo total para estes casos.

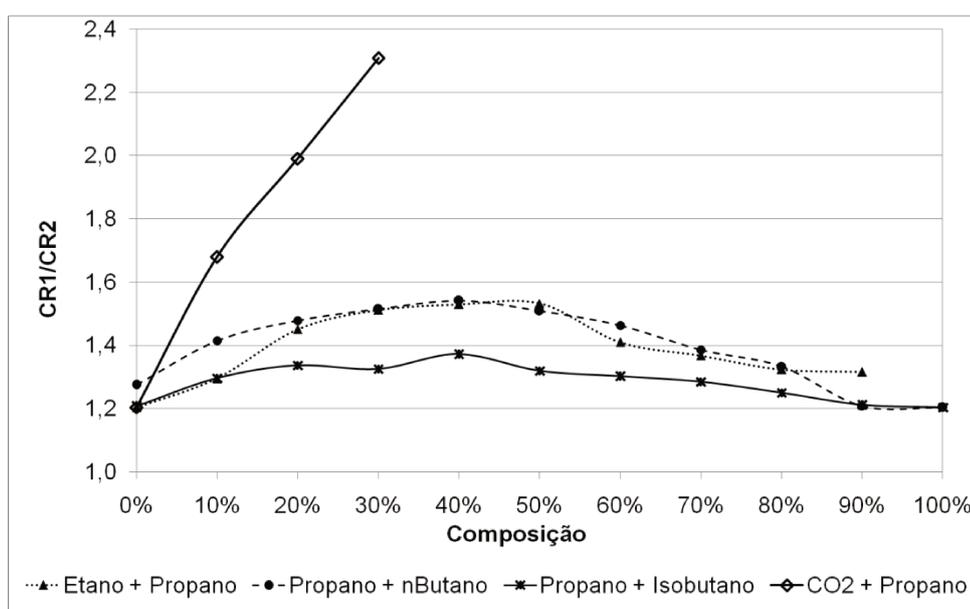


Figura 8-12 - Relação entre as razões de compressão no primeiro e no segundo estágio do FTVI.

É interessante ainda destacar que a razão CR1/CR2 apresentou um comportamento de máximo em relação à composição do fluido refrigerante. Ou seja: foi maior para as misturas em relação aos hidrocarbonetos puros, indicando que uma menor razão de expansão na primeira válvula é mais indicada quando se utilizam estas misturas.

Vazão de refrigerante

Com o objetivo de completar as comparações apresentadas até aqui foram ainda verificadas as vazões de refrigerante no ciclo, tomando como referência as correntes #5 e #8 para a vazão total e a no evaporador, respectivamente. Os resultados obtidos são apresentados na Figura 8-13.

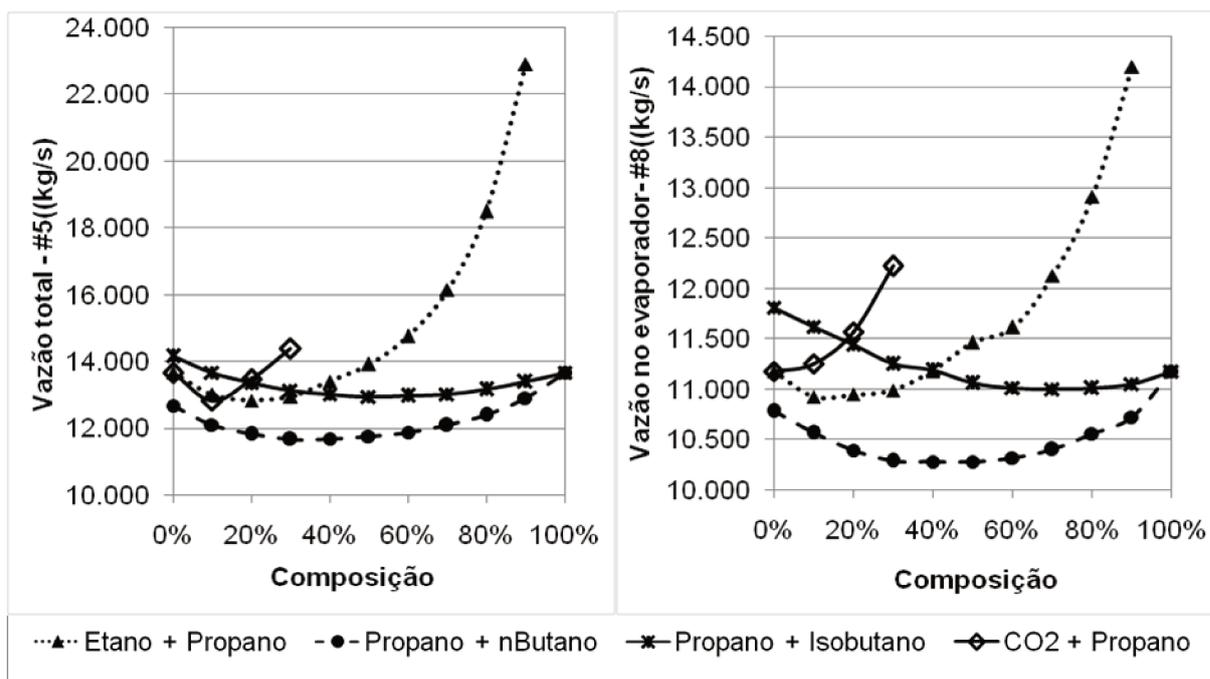


Figura 8-13 - Vazão total e no evaporador para os cenários de custo mínimo avaliados.

Verificou-se que o par Propano/n-Butano tem menor vazão mássica de refrigerante em todos os casos. Apesar de que a relação da vazão com a carga de refrigerante requerida depende da rotação do compressor – que não foi considerada neste trabalho –, ela é um indicador comparativo desta característica do sistema de refrigeração. Principalmente quando se tratam de fluidos refrigerantes inflamáveis, como são os hidrocarbonetos, é interessante que a carga dos mesmos seja a menor possível. Neste sentido, este resultado aponta uma vantagem adicional da mistura Propano/n-Butano.

É interessante observar ainda que a adição de CO₂ ao Propano, além de contribuir para a redução da inflamabilidade da mistura resultante, leva a uma pequena redução na vazão total (#5) para a composição com 10%. Este resultado indica que a adição de uma pequena quantidade de CO₂ pode contribuir para a maior segurança do sistema de refrigeração. No entanto, para verificar o impacto

efetivo desta contribuição e sua contribuição para a viabilidade do sistema são necessárias outras análises, que estão fora do escopo deste trabalho.

8.3.3. Otimização da composição

Inclusão da composição como variável da otimização para custo mínimo

Desde o Capítulo 7, até agora têm se apresentado otimizações do sistema com variação das temperaturas de referência e da razão de expansão na primeira válvula do FTVI. A composição do fluido refrigerante foi variada em toda sua faixa, de forma que se pudesse também observar o efeito deste fator sobre o desempenho e o custo do sistema.

Nesta seção a composição das misturas binárias foi adicionada como variável da otimização do custo anual do FTVI, de forma a verificar as proporções relacionadas ao sistema economicamente mais vantajoso. A inclusão desta variável apresentou-se como um desafio para a otimização pois o software Aspen HYSYS não permite seu uso como parâmetro de entrada na ferramenta de otimização interna (*optimizer*) nem sua manipulação direta através da conexão com o MATLAB.

A solução encontrada foi criar uma corrente isolada do ciclo e alterar diretamente a vazão mássica de cada componente do fluido refrigerante, uma vez que a manipulação desta variável através do MATLAB é possível. As frações mássicas resultantes são então utilizadas como referência para a alteração da composição das correntes de refrigerante que compõem o ciclo, permitindo sua otimização sem fixar a vazão total – uma vez que o sistema não tem esse grau de liberdade.

Esta solução acrescenta certa complexidade ao algoritmo de otimização, já que é necessário executar uma macro a cada alteração de composição realizada. Observou-se que a otimização ficou consideravelmente mais lenta com a inclusão desta nova variável. Os resultados obtidos passaram variar mais de acordo com a estimativa inicial fornecida. Como já se dispunham dos resultados da otimização para diversas proporções das misturas binárias, aquelas com menor custo foram utilizadas como valor inicial para a otimização da composição. Por este motivo,

entende-se que dificilmente seriam obtidos bons resultados nesta etapa sem a realização das etapas anteriores.

Os resultados da otimização para as misturas de Propano/Isobutano, Propano/n-Butano, Etano/Propano e CO₂/Propano são apresentados na Tabela 8-4. Para fins de comparação, são também apresentados os melhores resultados (menor custo total anual) para estas quatro misturas binárias obtidos com a minimização do custo sem otimização da composição e aqueles correspondentes à maximização do COP, na Tabela 8-5 e na Tabela 8-6, respectivamente.

Tabela 8-4 - Resultados da minimização de custo com otimização da composição do refrigerante.

	Composição	ER	T _{4vsat} (°C)	T ₈ (°C)	COP	Custo anual
Propano + n-Butano	20,4%	42,3%	43,10	-10,44	4,2	\$ 216.453,00
Propano + Isobutano	40,0%	41,3%	42,40	-9,60	4,1	\$ 218.460,00
Etano + Propano	9,0%	39,2%	41,10	-9,10	4,0	\$ 224.898,00
CO ₂ + Propano	4,3%	39,9%	42,00	-8,15	3,9	\$ 225.717,00

Tabela 8-5 - Resultados da minimização de custo sem otimização da composição do refrigerante.

	Composição	ER	T _{4vsat} (°C)	T ₈ (°C)	COP	Custo anual
Propano + n-Butano	20%	43,1%	43,12	-10,44	4,2	\$ 216.458,00
Propano + Isobutano	40%	41,3%	42,40	-9,60	4,1	\$ 218.460,00
Etano + Propano	10%	39,3%	41,23	-9,18	4,0	\$ 224.933,00
CO ₂ + Propano	0%	42,4%	39,69	-7,36	3,9	\$ 227.024,00

Tabela 8-6 - Resultados da maximização de COP sem otimização da composição do refrigerante.

	Composição	ER	T _{4vsat} (°C)	T ₈ (°C)	COP	Custo anual
Propano + n-Butano	60%	36,6%	42,11	-9,40	4,9	\$ 228.690,00
Propano + Isobutano	50%	47,9%	39,65	-9,00	4,5	\$ 225.034,00
Etano + Propano	20%	39,9%	41,41	-9,69	4,3	\$ 231.402,00
CO ₂ + Propano	0%	53,5%	39,30	-9,00	3,7	\$ 229.867,00

Observou-se que a minimização do custo permitiu encontrar cenários com custo total anual 6% menores que aquele correspondentes ao COP máximo para a

mistura de Propano/ n-Butano. No entanto, a otimização da composição do fluido refrigerante não levou a uma redução significativa do custo total para nenhum dos pares de fluido.

8.4. Conclusões

Neste capítulo foi apresentada a análise econômica preliminar dos ciclos de refrigeração com as misturas binárias Propano/Isobutano, Propano/n-Butano, Etano/Propano e CO₂/Propano, atendendo à capacidade de refrigeração de 1,0 MW. Inicialmente o custo total anual dos cenários encontrados no Capítulo 7 foi calculado, comparando-se o custo total do FTVI com o do VCC; o peso do custo de cada recurso (equipamento ou custo de operação) no FTVI também foi avaliado. Em uma segunda etapa realizou-se a otimização para encontrar o cenário com menor custo correspondente a cada composição considerada. Além da comparação entre os custos totais do FTVI e do VCC e do *payback* do primeiro em relação ao último, foram também analisados parâmetros como as temperaturas nos trocadores de calor e a distribuição da razão de compressão entre os estágios do compressor. Finalmente, a composição do fluido refrigerante foi incluída entre os parâmetros de entrada da otimização, de forma que se obteve um cenário de menor custo para cada mistura binária.

As conclusões retiradas dos resultados apresentados neste capítulo são sintetizadas a seguir.

Dentre os cenários de COP máximo

- O custo anual total estimado para FTVI com 60% Propano/ n-Butano - o sistema de maior COP - é de US\$ 228.690,00.
- A maximização do COP levou a compressores, tanque e válvulas mais baratos para o FTVI operando com misturas, mas trocadores de calor mais caros em relação ao FTVI com refrigerantes puros.
- Para as misturas binárias com menor custo total anual (Propano/n-Butano, Propano/Isobutano e Etano/Propano), o custo anual adicional do VCC em relação ao FTVI é inferior a 5% para a grande maioria das composições. Considerando o erro relativo à estimativa de custo apresentada, conclui-se

que não é recomendável desconsiderar um dos sistemas em favor do outro com base apenas nesta análise econômica.

Dentre os cenários de custo mínimo

- O menor custo total anual calculado foi de US\$ 216.453,00, correspondente ao FTVI com a mistura 20% Propano/ n-Butano, ER = 43,1%, T₈ = -10,44 °C e T_{4vsat} = 43,12 °C.
- Para as misturas Propano/ Isobutano e Propano/ n-Butano, a variação do custo total anual do FTVI é muito pequena, sendo menor que 2% para toda a faixa de composição.
- Os cenários de menor custo para diferentes composições de uma mesma mistura binária apresentam menores variações no dimensionamento dos equipamentos, indicando que há uma tendência para certas proporções do sistema que levam a um menor custo total.
- O VCC apresentou um custo total anual maior que o FTVI para todas as composições avaliadas
- O *payback* simples para o FTVI com menor custo anual foi da ordem de 4,8 anos, considerando o custo de energia elétrica de R\$175,48 /MWh (CPFL, 2017).
- No entanto, mediante o aumento do custo da energia elétrica o investimento adicional correspondente a este sistema de refrigeração se paga mais rapidamente, chegando a 1,4 anos para o preço de R\$ 500,00/ MWh.
- Para a maioria das composições de refrigerante analisadas, o custo mínimo corresponde a um ΔT_{\min} entre 4 e 7 °C, confirmando que a limitação de $\Delta T_{\min} = 5$ °C é adequada para os casos em que não seja feita otimização para menor custo total.
- Para os casos em que os perfis de temperatura nos trocadores de calor são mais semelhantes entre si (melhor *matching*), a minimização do custo leva a maior ΔT_{\min} .
- Com a otimização das composições, o menor custo total anual obtido foi de US\$ US\$ 216.453,00, correspondente ao FTVI com a mistura 20,4% Propano/ n-Butano, ER = 42,3%, T₈ = -10,44 °C e T_{4vsat} = 43,10 °C.

- A otimização da composição do fluido refrigerante não levou a cenários com menor custo em relação à otimização apenas das temperaturas e ER.

De maneira geral, baseado nos resultados obtidos neste capítulo, seria recomendado adotar o sistema de refrigeração com ciclo FTVI operando com uma mistura de Propano/ n-Butano. A escolha da composição da mistura deve ser feita de acordo com a disponibilidade de equipamentos compatíveis e os parâmetros do ciclo, ajustados a esta composição – preferencialmente próxima ao ótimo de 20% em massa de Propano.

Capítulo 9 - Conclusões Gerais

Neste trabalho foram realizadas a simulação e a análise de ciclos de refrigeração por compressão de vapor com o objetivo de comparar o desempenho do ciclo com tanque *flash* e injeção de vapor (FTVI) com o do ciclo convencional (VCC) utilizando misturas de refrigerantes com diferentes composições, de fluidos com baixos índices GWP e ODP, a saber: Etano, Propano, n-Butano, Isobutano, CO₂ e suas misturas. As comparações entre os múltiplos cenários formados foram feitas em termos de eficiência energética (COP), de parâmetros físicos do ciclo como as temperaturas de troca térmica e distribuição da razão de compressão e do custo total estimado do sistema.

As temperaturas entre as quais o ciclo de refrigeração deveria operar foram definidas em função da aplicação do mesmo à etapa de refrigeração do mosto fermentado de cerveja. Com base nesta aplicação, determinou-se que o refrigerante secundário (mistura de 75% água e 25% etanol) entra no evaporador a 8,4 °C e deve sair a -4 °C, enquanto no condensador a água de resfriamento entra a 25 °C e sai a 35 °C. Além disso foi definida uma capacidade de refrigeração unitária, sendo 1 kW para a análise energética e 1 MW para a análise econômica.

As simulações foram feitas no software Aspen HYSYS[®] e o modelo foi validado por meio da comparação com resultados encontrados na literatura. O simulador de processos foi conectado através de um *plug-in* ao Microsoft Excel[®], de forma a agilizar a simulação de diversos cenários e organizar os resultados obtidos.

Inicialmente foi realizada uma análise paramétrica para conhecer o efeito da variação da composição do refrigerante e da razão de expansão na primeira válvula do FTVI sobre o desempenho do ciclo. Para esta análise foram fixadas a temperatura de entrada no evaporador e a de vapor saturado no condensador. Devido à variação de temperatura ao longo da mudança de fase das misturas não azeotrópicas estudadas, estas temperaturas precisaram ser diferentes para cada par de fluidos considerado, de forma a evitar o cruzamento de temperaturas nos trocadores de calor.

Devido aos pontos de referência escolhidos para as temperaturas fixas dos ciclos, as misturas apresentaram desempenho superior aos respectivos componentes puros em todos os casos. Além disso, o ciclo convencional teve resultados inferiores aos do FTVI para todas as composições de refrigerantes estudadas. Verificou-se também que, quanto mais diferentes entre si são os fluidos refrigerantes, mais restritas são as faixas de temperaturas e razão de expansão nas quais é possível avaliar todas as composições em iguais condições.

Os resultados obtidos para o par Etano/Propano, operando entre -15 °C e 45 °C , por exemplo, mostraram um aumento de 23,6% no COP do FTVI comparando a mistura com 40% em massa de Etano com o Propano, que foram respectivamente a melhor composição da mistura binária e o melhor refrigerante puro nestas condições. Quando se compara o desempenho do FTVI com o do VCC, ambos operando com a mistura 40% Etano/ Propano, o primeiro apresenta COP 17,8% maior que o segundo.

A análise da distribuição da razão de compressão entre os dois estágios do compressor do FTVI mostrou que, para uma mesma composição de refrigerantes, a razão de expansão, ou seja, o nível de pressão em que é feita a injeção de vapor no compressor, não afeta a razão de compressão total. Por outro lado, a eficiência de compressão é afetada, o que se traduz no superaquecimento observado na saída do compressor. As ER que levam a uma melhor distribuição da CR entre os dois estágios (ER = 40% e 50%) têm também o menor grau de superaquecimento.

A segunda etapa do trabalho foi a otimização dos ciclos estudados de forma a encontrar os valores de ER e temperaturas que levam ao maior COP possível para cada composição de refrigerantes. A análise paramétrica realizada permitiu uma maior familiarização com o comportamento dos ciclos, que foi útil nesta segunda etapa, principalmente para a definição dos valores iniciais e limites das variáveis otimizadas. A otimização foi realizada utilizando o software Matlab® em comunicação “online” com o simulador de processos. Foi utilizada a função de otimização *fmincon* com algoritmo *interior point*, ambos disponíveis no programa. A única restrição adicionada à função de otimização foi a diferença mínima de 5 °C nos trocadores de calor ($\Delta T_{\min} = 5\text{ °C}$).

Verificou-se que, com a otimização das condições de operação para cada composição, as vantagens das misturas em relação aos fluidos puros não foram observadas para todos os casos, como nas análises realizadas com as condições fixas. Além disso, o ganho proporcionado pelo FTVI em relação ao VCC foi reduzido – no caso da mistura 40% Etano/ Propano, por exemplo, passou de 17,8% para 13,9%. As misturas apresentaram COP maior que os respectivos componentes puros apenas para os pares de substâncias mais semelhantes entre si, a saber: Etano/Propano, Propano/n-Butano e Propano/Isobutano – hidrocarbonetos consecutivos em número de carbonos. O cenário com maior COP (4,9) foi o FTVI operando com 60% Propano/ n-Butano, cujo resultado superou em 25,8 % o FTVI com n-Butano puro (COP = 3,9), e em 8,8% o VCC com a mesma composição de mistura (COP = 4,5).

Em relação à forma como a otimização foi definida, concluiu-se que os pontos de referência para as temperaturas de evaporação e condensação escolhidos não fazem diferença no resultado final da otimização (o que não ocorre quando a temperatura nestes pontos é fixada). Além disso, a análise de sensibilidade do COP em relação à variação da ER para diversas composições da mistura Propano/ n-Butano, permitiu a verificação de que, em torno da região de COP máximo, as variações da razão de expansão afetam pouco o COP do ciclo.

Quanto às variações de temperatura dos refrigerantes nos trocadores de calor, observou-se que, apesar de uma maior semelhança com a variação do fluido de troca térmica (bom *glide matching*) não levar necessariamente a um melhor desempenho em relação a outros sistemas, as misturas de refrigerantes com um *glide* muito superior ao da aplicação têm um desempenho significativamente pior. Este resultado está relacionado ao aumento do *lift* de temperatura no ciclo, que é consequência do "*pinch*" formado pelos perfis de temperatura muito destoantes nos trocadores de calor.

A última etapa do trabalho foi a análise econômica preliminar do sistema de refrigeração. A modelagem dos custos dos ciclos estudados foi feita considerando a aquisição e instalação dos equipamentos (Capex) e a energia elétrica consumida pelo compressor, a manutenção do sistema e o custo equivalente ao CO₂ emitido (Opex). Todos estes valores foram estimados a partir de funções de

custo e dados obtidos na literatura. O Capex calculado foi transformado em um valor anual por meio de considerações de vida útil dos equipamentos e taxa de juros e, somado ao Opex, formou o custo anual de cada sistema explorado.

Inicialmente foi realizada a análise econômica dos cenários obtidos com a maximização do COP. O custo anual do FTVI com 60% Propano/ n-Butano é de US\$ 228.690,00 e o VCC operando nas mesmas condições tem custo anual aproximadamente igual.

Em seguida foi realizada a otimização para minimizar o custo anual do FTVI, nos mesmos moldes da otimização para a maximização de COP. A restrição de diferença mínima de temperatura nos trocadores de calor foi reduzida para 0 °C (a menor possível) nessa etapa. Verificou-se que o par de fluidos com melhor desempenho energético é também o que apresenta o menor valor de custo anual, porém com composições diferentes. O menor custo anual total, de US\$ 216.458,00 corresponde ao FTVI operando com 20% Propano/ n-Butano. Em relação ao FTVI de menor custo operando com n-Butano puro, há uma redução 2,2% no custo anual, e em relação ao VCC nas mesmas condições a economia é de apenas 1,8%. Nas condições adotadas como base, o *payback* simples do FTVI em relação ao VCC (ambos operando com 20% Propano/ n-Butano com mesmas temperaturas de referência) é de 4,8 anos – o que mostra que o investimento não é atrativo nestas condições. No entanto, caso o custo da energia elétrica chegue a 500,00 R\$/MW, o *payback* do mesmo sistema cai para 1,4 ano, tornando o investimento no ciclo FTVI bastante atrativo.

Finalmente, a composição da mistura binária passou a ser variada na otimização para minimização de custo. No entanto observou-se que a convergência dessa nova otimização dependia fortemente dos valores de entrada alimentados, sendo difícil realizá-la com prescindência da etapa anterior, em que foi varrida toda a faixa de composição com variações de 10%. Além disso, os resultados desta otimização foram muito próximos daqueles obtidos no estudo que não incluía esta variável. Concluiu-se que este último estudo não poderia ser feito como uma maneira mais eficiente de se encontrar a configuração de custo mínimo e é irrelevante após as otimizações sucessivas para toda a faixa de composição. Entende-se que o método de otimização utilizado não é adequado à variação

simultânea da composição e das temperaturas. Possivelmente melhores resultados seriam obtidos com o uso de Algoritmo Genético para a otimização.

Com base em todo o exposto, conclui-se que o uso de misturas e do ciclo com injeção de vapor pode levar a sistemas de refrigeração mais eficientes energética e economicamente.

As diferenças de eficiência energética encontradas são significativas e, com o aumento dos custos de energia elétrica e das restrições relacionadas aos fatores ambientais, o FTVI se torna cada vez mais atrativo em relação ao ciclo convencional. Por outro lado, as diferenças no custo total obtidas quando cada cenário é ajustado para seu custo mínimo se tornam pouco relevantes. Considerando os resultados obtidos e a margem de erro das funções utilizadas, é importante ressaltar que o caráter preliminar da análise de custos não permitiu conclusões mais contundentes sobre a alternativa mais atrativa economicamente. Dessa forma, os resultados obtidos neste trabalho são úteis em termos comparativos e podem ser utilizados como base para análises mais detalhadas, visando a escolha do refrigerante e do ciclo adotados em um sistema de refrigeração para o resfriamento do mosto fermentado de cerveja.

Considerando todos os fatores analisados, a melhor configuração para o sistema estudado é o FTVI operando com a mistura 20% Propano/ n-Butano, ER = 43,1%, $T_8 = -10,44$ °C e $T_{4\text{vsat}} = 43,12$ °C, que tem COP = 4,19.

O método de análise utilizado neste trabalho pode ser adotado analogamente para o estudo de ciclos de refrigeração ou bombas de calor com diversas aplicações, sendo que os resultados obtidos podem ser úteis no direcionamento do projeto do sistema mais adequado para cada aplicação.

Algumas questões que surgiram a partir da realização desta pesquisa, deixadas como sugestões para trabalhos futuros, são:

- Avaliação dos custos adicionais do sistema por usar refrigerantes inflamáveis e do possível impacto da adição de CO₂.

- Realização de estudo análogo para aplicação com maior *lift* de temperatura – com o objetivo de verificar se é encontrada uma maior diferença de desempenho entre o FTVI e o VCC.
- Realização de estudo análogo para aplicação com maior *glide* de temperatura do fluido de troca térmica – com o objetivo de verificar se é encontrada uma maior diferença de desempenho entre as misturas e as substâncias puras.
- Análise do impacto da capacidade de refrigeração na definição do sistema com custo mínimo.
- Otimização das temperaturas de operação do VCC para comparação com o FTVI operando com o mesmo refrigerante.
- Análise exergética dos sistemas, com o objetivo de identificar os pontos em que a destruição de exergia pode ser reduzida de forma encontrar os sistemas com melhor desempenho exergético e, conseqüentemente, energético. De acordo com Ahamed *et al.* essa análise é importante inclusive na seleção dos fluidos refrigerantes.(AHAMED; SAIDUR; MASJUKI, 2011)
- Aumento do nível de especificação do sistema, possibilitando o uso de funções de custo mais precisas.
- Inclusão da perda de carga ao longo dos trocadores de calor e uso de modelo mais detalhado de troca térmica nos mesmos.
- Estudo de outras modificações do ciclo por compressão de vapor, tais como inclusão de trocadores de calor internos, além da consideração de superaquecimento e/ou subresfriamento do refrigerante.

Referências Bibliográficas

ACRIB. Guidelines for the Use of Hydrocarbon Refrigerants in Static Refrigeration and Air Conditioning Systems. [s.l: s.n.].

AGARWAL, R. S. Hydrocarbon Blends and Blends of HFC-134a- HC600a as Drop In Refrigerants for Small Capacity Commercial Refrigeration Appliance - An Experimental Study. 1998.

AHAMED, J. U.; SAIDUR, R.; MASJUKI, H. H. A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 3, p. 1593–1600, 2011.

ALMEIDA, I. M. G.; BARBOSA, C. R. F.; FONTES, F. A. O. THERMODYNAMIC AND THERMOPHYSICAL ASSESSMENT OF HYDROCARBONS APPLICATION IN HOUSEHOULD REFRIGERATOR. v. 9, n. December, p. 19–27, 2010.

ARAÚJO, H. V. DE; CARVALHO, S. M. R. DE; D'ANGELO, J. V. H. Exergy Analysis of a Vapor Injection Refrigeration System With Flash Tank Using Refrigerant Mixture R290 / R600a. Campinas: 2016

ASHRAE. **ASHRAE Handbook - Fundamentals**. Atlanta: [s.n.]. v. 30329

ASHRAE STANDARD 34. Designation and safety classification of refrigerants, 2013.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DA INDÚSTRIA DA CERVEJA. **CERVBRASIL - Anuário 2015**. [s.l: s.n.]. Disponível em: <http://www.cervbrasil.org.br/arquivos/ANUARIO_CB_2015_WEB.pdf>.

BAEK, C. et al. Effects of vapor injection techniques on the heating performance of a CO₂ heat pump at low ambient temperatures. **International Journal of Refrigeration**, v. 43, p. 26–35, 2014.

BASKIN, E. The Performance of Hydrocarbons in a Household Refrigerator / Freezer. 1994.

BESSERER, G. J.; ROBINSON, D. B. Equilibrium-Phase Properties of i-Butane-Ethane System. **Journal of Chemical and Engineering Data**, v. 18, n. 3, p. 301–304, 1973.

BODIO, E. et al. Working parameters of domestic refrigerators filled with propane-butane mixture. v. 16, n. 5, p. 353–356, 1993.

CALM, J. M. The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 7, p. 1123–1133, 2008.

CAMPBELL, J. M. Gas Conditioning and Processing Vol. 2 Gas Conditioning and Processing Vol. 2 Norman Oklahoma Campbell Petroleum Series, , 1992.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 5. ed. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2006.

CHO, H. et al. Performance evaluation of a two-stage CO₂ cycle with gas injection in the cooling mode operation. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, n. 1, p. 40–46, 2009.

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, n. 4, p. 413–427, 1988.

CORBERÁN, J. M. et al. Review of standards for the use of hydrocarbon refrigerants in A/C, heat pump and refrigeration equipment. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 4, p. 748–756, 2008.

COULBOURNE, D. et al. **Orientações para uso seguro de fluidos frigoríficos hidrocarbonetos**. Brasília: Ministério do Meio Ambiente, 2015.

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.

COUPER, J. R. et al. **Chemical Process Equipment Selection and Design**. Third Edit ed. Oxford: Elsevier, 2010.

CPFL. **CPFL Energia - Serviços Online - Taxas e Tarifas**. Disponível em:
<<https://servicosonline.cpfl.com.br/servicosonline/taxasetarifas/taxasetarifas.aspx>>.
Acesso em: 27 fev. 2017.

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, 2016.

DEVOTTA, S. et al. **Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System. Chapter 4: Refrigeration**. [s.l: s.n.]. Disponível em:
<<https://www.ipcc.ch/pdf/special-reports/sroc/sroc04.pdf>>.

DI NICOLA, G. et al. Performance of cascade cycles working with blends of CO₂ + natural refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, n. 6, p. 1436–1445, 2011.

DOMANSKI, P. A. et al. Glide matching with binary and ternary zeotropic refrigerant mixtures Part 2 . A computer simulation. **International Journal of Refrigeration**, v. 17, n. 4, p. 226–230, 1993.

EL-MORSI, M. Energy and exergy analysis of LPG (lique fied petroleum gas) as a drop in replacement for R134a in domestic refrigerators. **Energy**, v. 86, p. 344–353, 2015.

ESSLINGE, H. M. **Handbook of Brewing - Processes, Technology, Markets**. Weinheim: Wiley-VCH, 2009.

FATOUH, M.; KAFIFY, M. EL. Assessment of propane / commercial butane mixtures as possible alternatives to R134a in domestic refrigerators. v. 47, p. 2644–2658, 2006.

FENG, C. et al. Investigation of the heat pump water heater using economizer vapor injection system and mixture of R22/R600a. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, n. 3, p. 509–514, 2009.

GRANRYD, E. Hydrocarbons as refrigerants - an overview. **International Journal of Refrigeration**, v. 24, p. 15–24, 2001.

HAMMAD, M. A.; ALSAAD, M. A. The use of hydrocarbon mixtures as refrigerants in domestic refrigerators. v. 19, p. 1181–1189, 1999.

HE, M. et al. Application of natural refrigerant propane and propane / isobutane in large capacity chest freezer. **Applied Thermal Engineering**, v. 70, n. 1, p. 732–736, 2014.

HEO, J. et al. Comparison of the heating performance of air-source heat pumps using various types of refrigerant injection. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, n. 2, p. 444–453, 2011.

HIPKIN, H. Experimental Vapor- Liquid Equilibrium Data for Propane-Isobutane. **AIChE Journal**, v. 117, n. 1959, p. 1964–1967, 1966.

JENSEN, J. B.; SKOGESTAD, S. Problems with specifying ΔT_{min} in the design of processes with heat exchangers. **Industrial and Engineering Chemistry Research**, v. 47, n. 9, p. 3071–3075, 2008.

JENSEN, J. K. et al. Technical and economic working domains of industrial heat pumps: Part 2 - Ammonia-water hybrid absorption-compression heat pumps. **International Journal of Refrigeration**, v. 55, p. 183–200, 2014.

JUNG, D. et al. Testing of propane / isobutane mixture in domestic refrigerators. v. 23, 2000.

JWO, C.; TING, C.; WANG, W. Efficiency analysis of home refrigerators by replacing hydrocarbon refrigerants. **Measurement**, v. 42, n. 5, p. 697–701, 2009.

KALRA, H.; KRISHNAN, T. R.; ROBINSON, D. B. Equilibrium Phase Properties of Carbon Dioxide n-Butane and Nitrogen Hydrogen Sulfide Systems at Sub-Ambient Temperatures. **Journal of Chemical and Engineering Data**, v. 21, n. 2, p. 222–225, 1976.

LEE, H. et al. Potential benefits of saturation cycle with two-phase refrigerant injection. **Applied Thermal Engineering**, v. 56, n. 1–2, p. 27–37, 2013.

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

LIU, Z. et al. Test Results of Hydrocarbon Mixtures in Domestic Refrigerators and Freezers. n. Kim, 1993.

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

MARCH CONSULTING GROUP. OPPORTUNITIES TO MINIMISE EMISSIONS OF HYDROFLUOROCARBONS (HFCs). Manchester, UK: [s.n.].

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, 1987.

MCT. **Fatores de Emissão do CO2**. Disponível em: <<http://www.mct.gov.br/index.php/content/view/321144.html>>. Acesso em: 27 fev. 2017.

MOHANRAJ, M.; JAYARAJ, S.; MURALEEDHARAN, C. Improved energy efficiency for HFC134a domestic refrigerator retrofitted with hydrocarbon mixture (HC290 / HC600a) as drop-in substitute. **Energy for Sustainable Development**, v. 11, n. 4, p. 29–33, 2007.

MOHANRAJ, M.; MURALEEDHARAN, C.; JAYARAJ, S. 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**, 2010.

MOSAFFA, A. H. et al. Exergoeconomic and environmental analyses of CO₂NH₃ cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers__Mosaffa. **Energy Conversion and Management**, v. 117, p. 442–453, 2016.

MULROY, W. J.; DOMANSKI, P. A.; DIDION, D. A. Glide matching with binary and ternary zeotropic refrigerant mixtures Part 1. An experimental study. **International Journal of Refrigeration**, v. 17, n. 4, p. 220–225, 1994.

NOGAL, F. DEL et al. Optimal Design of Mixed Refrigerant Cycles. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 47, n. 22, p. 8724–8740, 2008.

OH, J.-S. et al. Improving the energy efficiency of industrial refrigeration systems. **Energy**, v. 112, p. 826–835, 2016.

PENG, D. Y.; ROBINSON, D. B. New two-constant equation of state. **Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals**, n. 15, p. 59–64, 1976.

POLING, B. E.; PRAUSNITZ, J. M.; O'CONNELL, J. P. **The properties of gases and liquids**. 5th. ed. [s.l.] McGraw-Hill Education - Europe, 2000.

RADERMACHER, R.; HWANG, Y. **Vapor Compression Heat Pumps with Refrigerant Mixtures**. 1st. ed. Boca Raton, FL: Taylor & Francis Group, 2005.

REAMER, H. H.; SAGE, B. H. Phase Equilibria in Hydrocarbon Systems. Phase Behavior in the n-Butane-n-Decane System. **Journal of Chemical & Engineering Data**, v. 9, p. 24–28, 1964.

REDÓN, A.; PITARCH, M.; CORBERÁN, J. M. Analysis and optimization of subcritical two-stage vapor injection heat pump systems. **Applied Energy**, v. 124, p. 231–240, 2014.

RICHARDSON, R. N.; BUTTERWORTH, J. S. vapour-compression refrigeration system p r o p a. n. July 1993, 1994.

ROCHA, C. R.; BAJAY, S. V.; GORLA, F. D. Oportunidades de Eficiência Energética para a Indústria - Relatório Setorial: Alimentos e Bebidas. Brasília: CNI, 2010.

SANTOS, M. S. DOS; RIBEIRO, F. DE M. **Cervejas e Refrigerantes Série P+L**. São Paulo: [s.n.].

SARKAR, J.; BHATTACHARYYA, S. Assessment of blends of CO₂ with butane and isobutane as working fluids for heat pump applications. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 48, n. 7, p. 1460–1465, 2009.

SATTAR, M. A.; SAIDUR, R.; MASJUKI, H. . Butane, Isobutane and Their Mixtures as an Alterantives to R134a in Domestic Refrigerator. **International Journal of Mechanical and Materials Engineering**, v. 2, n. 2, p. 154–160, 2007.

SEKHAR, S. J.; LAL, D. M. HFC134a / HC600a / HC290 mixture a retrofit for CFC12 systems. v. 28, p. 735–743, 2005.

SHUXUE, X.; GUOYUAN, M. Working performance of R-32 two-stage compression system in domestic air-conditioner. **Energy & Buildings**, v. 93, p. 324–331, 2015.

STOECKER, W. F. **Industrial Refrigeration Handbook**. New York, NY: McGraw-Hill Education - Europe, 1998.

SUSTAINABLE CARBON. **Reduza e Compense CO₂**. Disponível em: <<https://www.webco2.com.br/static/calculator.php?customer>>. Acesso em: 27 fev. 2017.

TASHTOUSH, B.; TAHAT, M.; SHUDEIFAT, M. A. Experimental study of new refrigerant mixtures to replace R12 in domestic refrigerators. v. 22, p. 495–506, 2002.

TASSINI, J. O. Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial: Estudo de Caso. [s.l.] UNESP, 2012.

TOWLER, G.; SINNOTT, R. Capital Cost Estimating. In: **Chemical Engineering Design**. [s.l.] Elsevier, 2013. p. 307–354.

UNEP- OZONE SECRETARIAT. **Handbook for the Montreal Protocol On Substances That Deplete The Ozone Layer**. 7th. ed. [s.l.] Secretariat of The Vienna Convention for the Protection of the Ozone Layer & The Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 2006.

VENZIK, V.; ROSKOSCH, D.; ATAKAN, B. Propene / isobutane mixtures in heat pumps : an experimental investigation. Proceedings of Ecos 2016 - the 29Th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, p. P552, 2016.

WEBER, L. A. Simple Appaatus for Vapor Liquid Equilibrium Measurements with Data for the Binary Systems of Carbon Dioxide with n-Butane and i-Butane. **Journal of Chemical and Engineering Data**, v. 34, n. 2, p. 171–175, 1989.

WONGWISES, S.; CHIMRES, N. Experimental study of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in a domestic refrigerator. v. 46, p. 85–100, 2005.

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, n. 2, p. 402–415, 2011.

YOON, W. J. et al. Performance optimization of a Lorenz-Meutzner cycle charged with hydrocarbon mixtures for a domestic refrigerator-freezer. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, n. 1, p. 36–46, 2012.

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

APÊNDICE A

Comandos no Matlab®

%Conectando o Matlab® com o arquivo aberto em Aspen Hysys®

%As funções 'hyconnect', 'hysys.Activedocument' e 'hyCase.Flowsheet' foram obtidas a partir da biblioteca Hysislib disponibilizada por Olaf Trygve Berglihn em <http://www.pvv.org/~olafb/hysislib>.

```
hysys = hyconnect;
hyCase = hysys.Activedocument;
f=hyCase.Flowsheet;
```

%Definindo os valores iniciais para a otimização a partir dos valores atuais no modelo

```
x0=zeros(3,1);
x0(1)=f.Operations.Item('SET-1').MultiplierValue;
x0(2)=f.MaterialStreams.Item('4_vsats').TemperatureValue;
x0(3)=f.MaterialStreams.Item('8').TemperatureValue;
```

%Definindo limites inferiores e superiores para a otimização

```
lb=[
0.2
35
-70];
ub=[
0.9
100
-9];
```

%Configurando as opções da função de otimização

```
options = optimset ('Algorithm', 'interior-point', 'TolFun', 1e-6, 'DiffMinChange', 1e-1,
'MaxFunEval', 1000,'Display', 'iter','TypicalX', x0);
```

%Comando de otimização a partir da função objetivo, limites, restrições e opções definidos
COP = fmincon(@objective,x0,[],[],[],[],lb,ub,@constr,options)

Funções

Função Objetivo – Maximização de COP

```
function COP=objective(x)
```

```
%Calcula o COP com os valores atualizados
```

```
hysys = hyconnect;
```

```
hyCase = hysys.Activedocument;
```

```
f=hyCase.Flowsheet;
```

```
sol=hyCase.Solver;
```

```
sol.CanSolve =0;
```

```
ER = x(1);
```

```
T4vsat=x(2);
```

```
T8 = x(3);
```

```
f.Operations.Item('SET-1').MultiplierValue=ER;%1-Razão de expansão;
```

```
f.MaterialStreams.Item('4_vsats').TemperatureValue=T4vsat;%Temperatura em 4_vsats;
```

```
f.MaterialStreams.Item('8').TemperatureValue=T8;%Temperatura em 8;
```

```
sol.CanSolve = 1;
```

```
COP=-f.EnergyStreams.Item('COP_evap').HeatFlowValue)*3600;
```

```
end
```

Função de restrições – Maximização de COP

```
function [C, Ceq] = constr(x)

hsys = hyconnect;

hyCase = hsys.Activedocument;

f=hyCase.Flowsheet;

sol=hyCase.Solver;

sol.CanSolve =0;

ER = x(1);

T4vsat=x(2);

T8 = x(3);

f.Operations.Item('SET-1').MultiplierValue=ER;%1-Razão de expansão;

f.MaterialStreams.Item('4_vsats').TemperatureValue=T4vsat;%Temperatura em 4_vsats;

f.MaterialStreams.Item('8').TemperatureValue=T8;%Temperatura em 8;

sol.CanSolve = 1;
```

```

dTmin = 4.999;

% Nonlinear equality constraints

Ceq = [];

% Nonlinear inequality constraints

C=zeros(2,1);

C(1) = dTmin-f.Operations.Item('Evap').MinimumApproachValue;

C(2) = dTmin-f.Operations.Item('Cond').MinimumApproachValue;

end

```

Função Objetivo – Minimização de custo

```

function cAnual = optcostprfs(x)

% Otimiza a ER e as temperaturas do ciclo com compressor parafuso
para

% custo mínimo

hysys = hyconnect;

hyCase = hysys.Activedocument;

f=hyCase.Flowsheet;

sol=hyCase.Solver;

sol.CanSolve = 0;

```

```
ER = x(1);
```

```
T4vsat = x(2);
```

```
T8 = x(3);
```

```
f.Operations.Item('SET-1').MultiplierValue = ER;
```

```
f.MaterialStreams.Item('4_vsats').TemperatureValue=T4vsat;
```

```
f.MaterialStreams.Item('8').TemperatureValue=T8;
```

```
sol.CanSolve = 1;
```

```
UA=[f.Operations.Item('Evap').UAValue,f  
.Operations.Item('Cond').UAValue];
```

```
U = 0.5;
```

```
A= UA/U;
```

```
cHX = zeros(2,1);
```

```
% custo evaporador FTVI
```

```

cHX(1)=(1.218*(exp(-0.9816+0.083*log(A(1)*10.76))) .*(0.7771+0.04981
*log(A(1)*10.76)) .*(0.8193+0.15984*log(A(1)*10.76)).* (exp(8.821-0.30863*
log(A(1)*10.76)+ 0.0681*(log(A(1)*10.76))^2))*2*(537.5/521.9);

```

```

% custo condensador FTVI

```

```

cHX(2)=(1.218*(exp(-0.9816+0.083*log(A(2)*10.76))) .*(0.7771+0.04981
*log(A(2)*10.76)) .*(0.8193+0.15984*log(A(2)*10.76)).* (exp(8.821-0.30863*
log(A(2)*10.76)+ 0.0681*(log(A(2)*10.76))^2))*2*(537.5/521.9);

```

```

%Horas de funcionamento por ano

```

```

hour = 24*365;

```

```

%Custo eletricidade $/kWh

```

```

realdolar=0.32;

```

```

elun =(175.48/1000)* realdolar;

```

```

%Custo consumo eletricidade

```

```

w1= f.EnergyStreams.Item('W_comp1').HeatFlowValue;

```

```

w2= f.EnergyStreams.Item('W_comp2').HeatFlowValue;

```

```

cEI = hour*elun*(w1+w2);

```

```

%Custo compressores

```

```

cC=(1810*((w1+w2)*1.34)^0.71)*1.3*(537.5/521.9);

```

%massa Flash

v9 = f.MaterialStreams.Item('9').ActualVolumeFlowValue; %m³/s

ro7 = f.MaterialStreams.Item('7').MassDensityValue;

ro9 = f.MaterialStreams.Item('9').MassDensityValue;

aflash = ((v9*35.315)/(0.14*((ro7/ro9)-1)^0.5));

dflash = (aflash*4/pi)^0.5;

mflash=(pi*3*dflash^2+2*aflash)*(0.3048^2)*7850*0.00635;

%Custo Flash

cFlash =(11600+34*mflash^0.85)*2.8 *(537.5/532.9);

%Custo Valvulas

m5 = f.MaterialStreams.Item('5').MassFlowValue;

m8 = f.MaterialStreams.Item('8').MassFlowValue;

cValv = zeros(2,1);

cValv(1) =114.5*m5*2;

cValv(2) =114.5*m8*2;

% Custo ambiental

CO2eq = 0.0817;

cCO2 = 38.59/(2490)* realdolar;

cEnv = CO2eq*hour*(w1+w2)*cCO2;

%Cálculo do valor anual (\$)

int = 0.14; % taxa de juros anual

nutil = 15; %vida útil

CRF = (int*(1+int)^nutil)/((1+int)^nutil -1); %conversão valor atual para
valor anual

phi = 1.06; %taxa de manutenção

cAnual

=(cEI+cEnv+CRF*phi*(cHX(1)+cHX(2)+cC+cFlash+cValv(1)+cValv(2)));

Função de restrições – Minimização de custo

function [C, Ceq] = costconstr(x)

hysys = hyconnect;

hyCase = hysys.Activedocument;

f=hyCase.Flowsheet;

sol=hyCase.Solver;

```
sol.CanSolve = 0;
```

```
ER = x(1);
```

```
T4vsat = x(2);
```

```
T8 = x(3);
```

```
f.Operations.Item('SET-1').MultiplierValue = ER;
```

```
f.MaterialStreams.Item('4_vsats').TemperatureValue=T4vsat;
```

```
f.MaterialStreams.Item('8').TemperatureValue=T8;
```

```
sol.CanSolve = 1;
```

```
dTmin = 0;
```

```
Ceq = [];
```

```
C = zeros (3,1);
```

```
C(1)=dTmin-f.Operations.Item('Evap').MinimumApproachValue;
```

```
C(2)=dTmin-f.Operations.Item('Cond').MinimumApproachValue;
```

```
C(3) = f.MaterialStreams.Item('Water_out').TemperatureValue -  
f.MaterialStreams.Item('4_vsats').TemperatureValue;
```

end

Função objetivo – Minimização de custo alterando a composição

```
function cAnual = optcostcomp_prfs24(x)
```

```
hysys = hyconnect;
```

```
hyCase = hysys.Activedocument;
```

```
f=hyCase.Flowsheet;
```

```
sol=hyCase.Solver;
```

```
sol.CanSolve = 0;
```

```
k = zeros(5,1);
```

```
ER = x(1);
```

```
T4vsat = x(2);
```

```
T8 = x(3);
```

```
c1 = x(4);
```

```
c2 = x(5);
```

```
f.Operations.Item('SET-1').MultiplierValue = ER;
```

```
f.MaterialStreams.Item('4_vsats').TemperatureValue=T4vsat;
```

```
f.MaterialStreams.Item('8').TemperatureValue=T8;
```

```
k(1) = c1;
```

```
k(5) = c2;
```

```
%Colocando a nova composição no modelo
```

```
formatSpec = Message "FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "view"\n
Specify "FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590" 0.000000000000e+000\n
Specify "FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590" 2.000000000000e+000\n
Specify "FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":CompMassFlow.530.0.0" %0.4e\n
Message "FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "AcceptComp"\n SpecWhileSolving
Message "FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "CloseView"\n\n Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "view"\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590" 0.000000000000e+000\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590" 2.000000000000e+000\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":CompMassFlow.530.0.1" %0.4e\n Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "AcceptComp"\n SpecWhileSolving Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "CloseView"\n\n Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "view"\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590" 0.000000000000e+000\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590" 2.000000000000e+000\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":CompMassFlow.530.0.2" %0.4e\n Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "AcceptComp"\n SpecWhileSolving Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "CloseView"\n\n Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "view"\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590" 0.000000000000e+000\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590" 2.000000000000e+000\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":CompMassFlow.530.0.3" %0.4e\n Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "AcceptComp"\n SpecWhileSolving Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "CloseView"\n\n Message
```

```

"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)"          "view"\n          Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590"  0.000000000000e+000\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590"  2.000000000000e+000\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":CompMassFlow.530.0.4"  %0.4e\n Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "AcceptComp"\n SpecWhileSolving Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "CloseView"\n\n';

```

```

fid = fopen('massflow.scp','wt');

```

```

fprintf(fid,formatSpec,k);

```

```

hyCase.Application.PlayScript([pwd,'massflow.SCP']);

```

%Chama macro gravada em HYSYS (copref_VCC) para copiar a nova composição

%para as correntes desejadas

```

hyCase.Application.PlayScript([pwd,'copref_VCC.SCP']);

```

%solver

```

sol.CanSolve = 1;

```

%Liga e desliga set de ER

```

hyCase.Application.PlayScript([pwd,'wdw.SCP']);

```

%Liga e desliga simulação

```

hyCase.Application.PlayScript([pwd,'on.SCP']);

```

% fecha arquivos abertos

```

fclose('all');

```

```

fclose('all');

```

```
sol.CanSolve = 1;
```

```
UA=[f.Operations.Item('Evap').UAValue,f
.Operations.Item('Cond').UAValue];
```

```
U = 0.5;
```

```
A= UA/U;
```

```
cHX = zeros(2,1);
```

```
% custo evaporador FTVI
```

```
cHX(1)=(1.218*(exp(-0.9816+0.083*log(A(1)*10.76))) .* (0.7771+0.04981
*log(A(1)*10.76)) .* (0.8193+0.15984*log(A(1)*10.76)).* (exp(8.821-0.30863*
log(A(1)*10.76)+ 0.0681*(log(A(1)*10.76))^2))*2*(537.5/521.9);
```

```
% custo condensador FTVI
```

```
cHX(2)=(1.218*(exp(-0.9816+0.083*log(A(2)*10.76))) .* (0.7771+0.04981
*log(A(2)*10.76)) .* (0.8193+0.15984*log(A(2)*10.76)).* (exp(8.821-0.30863*
log(A(2)*10.76)+ 0.0681*(log(A(2)*10.76))^2))*2*(537.5/521.9);
```

```
%Horas de funcionamento por ano
```

```
hour = 24*365;
```

```
%Custo eletricidade $/kWh
```

```
realdolar=0.32;
```

```
elun =(175.48/1000)* realdolar;
```

%Custo consumo eletricidade

w1= f.EnergyStreams.Item('W_comp1').HeatFlowValue;

w2= f.EnergyStreams.Item('W_comp2').HeatFlowValue;

cEI = hour*elun*(w1+w2);

%Custo compressores

cC=(1810*((w1+w2)*1.34)^0.71)*1.3*(537.5/521.9);

%massa Flash

v9 = f.MaterialStreams.Item('9').ActualVolumeFlowValue; %m³/s

ro7 = f.MaterialStreams.Item('7').MassDensityValue;

ro9 = f.MaterialStreams.Item('9').MassDensityValue;

aflash = ((v9*35.315)/(0.14*((ro7/ro9)-1)^0.5));

dflash = (aflash*4/pi)^0.5;

mflash=(pi*3*dflash^2+2*aflash)*(0.3048^2)*7850*0.00635;

%Custo Flash

cFlash =(11600+34*mflash^0.85)*2.8 *(537.5/532.9);

%Custo Valvulas

m5 = f.MaterialStreams.Item('5').MassFlowValue;

m8 = f.MaterialStreams.Item('8').MassFlowValue;

cValv = zeros(2,1);

cValv(1) = 114.5*m5*2;

cValv(2) = 114.5*m8*2;

% Custo ambiental

CO2eq = 0.0817;

cCO2 = 38.59/(2490)* realdolar;

cEnv = CO2eq*hour*(w1+w2)*cCO2;

%Cálculo do valor anual (\$)

int = 0.14; % taxa de juros anual

nutil = 15; %vida útil em anos

CRF = (int*(1+int)^nutil)/((1+int)^nutil - 1); %conversão valor atual para
valor anual

phi = 1.06; %taxa de manutenção

cAnual

=(cEl+cEnv+CRF*phi*(cHX(1)+cHX(2)+cC+cFlash+cValv(1)+cValv(2)));

Função de restrições - Minimização de custo alterando a composição

```
function [ C, Ceq] = costconstrcomp(x)

hysys = hyconnect;

hyCase = hysys.Activedocument;

f=hyCase.Flowsheet;

sol=hyCase.Solver;

sol.CanSolve = 0;

k = zeros(5,1);

ER = x(1);

T4vsat = x(2);

T8 = x(3);

c1 = x(4);

c2 = x(5);

f.Operations.Item('SET-1').MultiplierValue = ER;
```

```
f.MaterialStreams.Item('4_vsats').TemperatureValue=T4vsat;
```

```
f.MaterialStreams.Item('8').TemperatureValue=T8;
```

```
k(1)=c1;
```

```
k(5)=c2;
```

```
%Colocando a nova composição no modelo
```

```
formatSpec = Message "FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "view"\n
Specify "FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590" 0.000000000000e+000\n
Specify "FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590" 2.000000000000e+000\n
Specify "FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":CompMassFlow.530.0.0" %0.4e\n
Message "FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "AcceptComp"\n SpecWhileSolving
Message "FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "CloseView"\n\n Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "view"\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590" 0.000000000000e+000\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590" 2.000000000000e+000\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":CompMassFlow.530.0.1" %0.4e\n Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "AcceptComp"\n SpecWhileSolving Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "CloseView"\n\n Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "view"\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590" 0.000000000000e+000\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590" 2.000000000000e+000\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":CompMassFlow.530.0.2" %0.4e\n Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "AcceptComp"\n SpecWhileSolving Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "CloseView"\n\n Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "view"\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590" 0.000000000000e+000\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590" 2.000000000000e+000\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":CompMassFlow.530.0.3" %0.4e\n Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "AcceptComp"\n SpecWhileSolving Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "CloseView"\n\n Message
```

```

"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)"          "view"\n          Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590"  0.000000000000e+000\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":Enum.590"  2.000000000000e+000\n Specify
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" ":CompMassFlow.530.0.4"  %0.4e\n Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "AcceptComp"\n SpecWhileSolving Message
"FlowSht.1/StreamObject.400(Ref)" "CloseView"\n\n';

```

```

fid = fopen('massflow.scp','wt');

```

```

fprintf(fid,formatSpec,k);

```

```

hyCase.Application.PlayScript([pwd,'massflow.SCP']);

```

```

hyCase.Application.PlayScript([pwd,'copref_VCC.SCP']);

```

```

%solver

```

```

sol.CanSolve = 1;

```

```

%Liga e desliga set de ER

```

```

hyCase.Application.PlayScript([pwd,'wdw.SCP']);

```

```

%Liga e desliga simulação

```

```

hyCase.Application.PlayScript([pwd,'on.SCP']);

```

```

% fecha arquivos abertos

```

```

fclose('all');

```

```

fclose('all');

```

```

sol.CanSolve = 1;

```

```
dTmin = 0;
```

```
Ceq = [];
```

```
C = zeros (3,1);
```

```
C(1)=dTmin-f.Operations.Item('Evap').MinimumApproachValue;
```

```
C(2)=dTmin-f.Operations.Item('Cond').MinimumApproachValue;
```

```
C(3) = f.MaterialStreams.Item('Water_out').TemperatureValue -  
f.MaterialStreams.Item('4_vsats').TemperatureValue;
```

```
end
```

APÊNDICE B

Tabela 12-1 - Comparação entre resultados da otimização utilizando os conjuntos A e B de temperaturas de referência - COP, ER e ΔT no evaporador.

	Composição ¹	COP A	COP B	Dif %	ER A	ER B	Dif %	ΔT evap A (°C)	ΔT evap B (°C)	Dif (°C)
Propano + Isobutano	0%	3,8	3,8	0,02%	45,9%	46,0%	-0,33%	0,00	0,00	0,00
Propano + Isobutano	10%	4,1	4,1	0,05%	49,7%	48,2%	2,94%	2,43	2,45	-0,02
Propano + Isobutano	20%	4,3	4,3	-0,07%	49,2%	50,9%	-3,56%	4,58	4,55	0,04
Propano + Isobutano	30%	4,4	4,5	-0,07%	50,5%	50,7%	-0,26%	6,16	6,16	0,00
Propano + Isobutano	40%	4,5	4,5	-0,02%	51,4%	51,7%	-0,56%	7,13	7,12	0,01
Propano + Isobutano	50%	4,5	4,5	-0,07%	52,1%	52,3%	-0,52%	7,47	7,46	0,01
Propano + Isobutano	60%	4,5	4,5	-0,72%	47,8%	52,7%	-10,28%	7,36	7,20	0,16
Propano + Isobutano	70%	4,3	4,4	-2,31%	49,3%	53,4%	-8,24%	6,45	6,34	0,11
Propano + Isobutano	80%	4,2	4,2	-0,56%	47,9%	53,6%	-12,05%	5,04	4,90	0,14
Propano + Isobutano	90%	3,9	4,0	-0,90%	47,1%	55,4%	-17,69%	2,93	2,80	0,13
Propano + Isobutano	100%	3,7	3,7	-0,71%	46,5%	51,6%	-10,96%	0,00	0,00	0,00
Propano + n-Butano	0%	3,9	3,9	-0,01%	49,1%	50,1%	-1,93%	0,00	0,00	0,00
Propano + n-Butano	10%	4,3	4,3	-0,08%	46,7%	50,4%	-8,04%	4,15	4,09	0,06

¹ Fração mássica do componente mais leve.

	Composição ¹	COP A	COP B	Dif %	ER A	ER B	Dif %	ΔT evap A (°C)	ΔT evap B (°C)	Dif (°C)
Propano + n-Butano	20%	4,7	4,7	-0,10%	53,3%	53,3%	0,00%	7,97	7,97	0,00
Propano + n-Butano	30%	4,7	4,7	-0,14%	56,4%	57,3%	-1,52%	10,65	10,62	0,03
Propano + n-Butano	40%	4,7	4,7	0,06%	63,8%	59,0%	7,66%	12,16	12,35	-0,19
Propano + n-Butano	50%	4,8	4,8	-0,13%	60,6%	61,8%	-1,98%	13,09	13,04	0,05
Propano + n-Butano	60%	4,9	4,9	-0,04%	63,4%	64,4%	-1,53%	12,78	12,74	0,04
Propano + n-Butano	70%	4,8	4,8	0,10%	53,7%	55,3%	-3,07%	11,96	11,88	0,08
Propano + n-Butano	80%	4,6	4,6	0,36%	58,9%	54,3%	7,79%	9,34	9,51	-0,18
Propano + n-Butano	90%	4,2	4,2	0,05%	57,9%	55,6%	3,99%	5,64	5,70	-0,06
Propano + n-Butano	100%	3,7	3,7	-0,71%	46,5%	51,6%	-10,96%	0,00	0,00	0,00
Etano + Propano	0%	3,7	3,7	-0,71%	46,5%	51,6%	-10,96%	0,00	0,00	0,00
Etano + Propano	10%	4,3	4,3	-0,04%	59,5%	56,9%	4,29%	5,12	5,19	-0,07
Etano + Propano	20%	4,3	4,3	-0,08%	60,1%	60,0%	0,32%	9,58	9,59	-0,01
Etano + Propano	30%	4,2	4,2	0,12%	66,3%	62,9%	5,13%	12,30	12,51	-0,21
Etano + Propano	40%	4,1	4,1	0,12%	70,0%	66,1%	5,54%	13,89	14,18	-0,29
Etano + Propano	50%	4,0	4,0	0,07%	72,3%	69,6%	3,72%	14,40	14,63	-0,23
Etano + Propano	60%	4,0	4,0	0,31%	74,6%	80,3%	-7,74%	13,79	13,27	0,51
Etano + Propano	70%	3,9	4,0	-2,62%	66,7%	71,5%	-7,12%	12,91	12,45	0,46
Etano + Propano	80%	3,5	3,6	-2,55%	67,5%	65,3%	3,24%	10,04	10,19	-0,15

	Composição ¹	COP A	COP B	Dif %	ER A	ER B	Dif %	ΔT evap A (°C)	ΔT evap B (°C)	Dif (°C)
Etano + Propano	90%	2,9	3,0	-2,67%	65,0%	66,0%	-1,51%	6,21	6,11	0,10
Etano + n-Butano	0%	3,9	3,9	-0,01%	49,1%	50,1%	-1,93%	0,00	0,00	0,00
Etano + n-Butano	10%	3,0	3,1	-2,26%	53,0%	59,7%	-12,60%	10,91	11,27	-0,36
Etano + n-Butano	20%	2,7	2,7	0,02%	58,7%	55,0%	6,42%	21,51	21,57	-0,06
Etano + n-Butano	30%	2,4	2,4	0,10%	56,9%	51,1%	10,15%	30,55	30,92	-0,37
Etano + n-Butano	40%	2,2	2,2	0,13%	56,0%	50,3%	10,20%	38,15	38,79	-0,64
Etano + n-Butano	50%	2,1	2,1	0,12%	58,6%	55,7%	5,08%	43,30	43,74	-0,43
Etano + n-Butano	60%	2,0	2,0	-0,67%	73,1%	56,7%	22,41%	43,38	46,21	-2,83
Etano + n-Butano	70%	2,1	2,1	0,12%	68,7%	62,2%	9,50%	43,00	44,24	-1,24
Etano + n-Butano	80%	2,2	2,2	-0,35%	67,0%	73,3%	-9,42%	37,93	36,64	1,29
Etano + n-Butano	90%	2,7	2,7	-0,05%	74,3%	75,0%	-0,87%	24,11	23,98	0,13
Etano + Isobutano	0%	3,8	3,8	0,02%	45,9%	46,0%	-0,33%	0,00	0,00	0,00
Etano + Isobutano	10%	3,5	3,5	-0,15%	56,9%	57,1%	-0,26%	10,52	10,53	-0,01
Etano + Isobutano	20%	3,0	3,0	-0,08%	56,7%	57,2%	-0,74%	19,64	19,64	0,01
Etano + Isobutano	30%	2,7	2,7	-0,07%	56,0%	56,3%	-0,45%	27,11	27,10	0,01
Etano + Isobutano	40%	2,5	2,5	-0,06%	55,9%	56,7%	-1,50%	32,72	32,62	0,10
Etano + Isobutano	50%	2,4	2,4	-0,17%	58,8%	62,3%	-5,97%	35,89	35,38	0,51
Etano + Isobutano	60%	2,4	2,4	-0,17%	62,1%	66,4%	-6,94%	36,39	35,68	0,71

	Composição ¹	COP A	COP B	Dif %	ER A	ER B	Dif %	ΔT evap A (°C)	ΔT evap B (°C)	Dif (°C)
Etano + Isobutano	70%	2,5	2,5	-0,07%	66,3%	67,1%	-1,16%	33,73	33,59	0,13
Etano + Isobutano	80%	2,7	2,7	0,17%	76,4%	81,4%	-6,53%	26,38	25,47	0,91
Etano + Isobutano	90%	3,2	3,2	-0,11%	74,0%	74,4%	-0,46%	16,45	16,40	0,05
CO₂ + Propano	0%	3,7	3,7	0,09%	53,4%	51,6%	3,35%	0,00	0,00	0,00
CO₂ + Propano	10%	3,7	3,7	-0,09%	58,6%	63,4%	-8,28%	6,20	6,18	0,02
CO₂ + Propano	20%	3,2	3,2	-0,24%	62,2%	71,5%	-14,97%	12,32	12,20	0,12
CO₂ + Propano	30%	2,9	2,9	-0,22%	63,3%	62,6%	1,06%	18,02	18,09	-0,07
CO₂ + Propano	40%	2,7	2,7	0,02%	64,1%	63,4%	1,08%	23,11	23,17	-0,06
CO₂ + Propano	50%	2,6	2,6	-0,10%	64,5%	74,9%	-16,15%	26,98	25,58	1,40
CO₂ + Propano	60%	2,5	2,6	-0,30%	67,7%	74,9%	-10,73%	28,02	26,76	1,27
CO₂ + Propano	70%	2,6	2,6	1,39%	81,8%	75,9%	7,22%	22,45	23,62	-1,17
CO₂ + n-Butano	0%	3,9	3,9	-0,16%	43,6%	50,1%	-14,84%	0,00	0,00	0,00
CO₂ + n-Butano	10%	2,4	2,4	0,04%	60,1%	63,5%	-5,67%	7,48	7,69	-0,21
CO₂ + n-Butano	20%	2,1	2,1	0,01%	49,6%	48,8%	1,53%	14,81	14,75	0,06
CO₂ + n-Butano	30%	1,9	1,9	-0,17%	44,8%	48,7%	-8,76%	23,08	23,35	-0,27
CO₂ + n-Butano	40%	1,8	1,8	0,01%	41,9%	45,7%	-8,89%	33,01	33,01	0,00
CO₂ + n-Butano	50%	1,6	1,6	0,02%	41,3%	42,4%	-2,66%	45,11	45,00	0,11
CO₂ + n-Butano	60%	1,5	1,5	-0,14%	43,1%	44,4%	-3,20%	58,69	58,51	0,19

	Composição¹	COP A	COP B	Dif %	ER A	ER B	Dif %	ΔT evap A	ΔT evap B	Dif (°C)
								(°C)	(°C)	
CO₂ + n-Butano	70%	1,5	1,5	0,05%	55,2%	51,1%	7,48%	63,77	64,67	-0,90
CO₂ + n-Butano	80%	1,5	1,5	-0,15%	59,5%	61,9%	-4,17%	56,36	55,75	0,61
CO₂ + Isobutano	0%	3,8	3,8	0,03%	45,9%	46,0%	-0,31%	0,00	0,00	0,00
CO₂ + Isobutano	10%	2,7	2,7	-0,32%	59,0%	60,3%	-2,08%	7,27	7,37	-0,10
CO₂ + Isobutano	20%	2,3	2,3	0,25%	53,1%	56,9%	-7,08%	14,97	15,09	-0,12
CO₂ + Isobutano	30%	2,1	2,1	-0,12%	50,3%	52,9%	-5,23%	22,97	23,06	-0,09
CO₂ + Isobutano	40%	1,9	1,9	-0,40%	49,2%	48,1%	2,22%	31,88	32,10	-0,22
CO₂ + Isobutano	50%	1,8	1,8	-0,11%	47,1%	48,0%	-1,76%	42,14	42,09	0,06
CO₂ + Isobutano	60%	1,7	1,7	0,02%	54,1%	52,3%	3,35%	50,98	51,32	-0,35
CO₂ + Isobutano	70%	1,7	1,7	-0,07%	57,8%	62,0%	-7,30%	53,52	52,55	0,96

Tabela 12-2- Comparação entre resultados da otimização utilizando os conjuntos A e B de temperaturas de referência - fluxo mássico total e no evaporador.

Componentes	Composição ²	Fluxo 5 A	Fluxo 5 B	Dif %	Fluxo 8 A	Fluxo 8 B	Dif %
		(kg/h)	(kg/h)		(kg/h)	(kg/h)	
Propano + Isobutano	0%	14,24	14,24	0%	11,52	11,53	0%
Propano + Isobutano	10%	13,59	13,59	0%	11,31	11,23	1%
Propano + Isobutano	20%	13,14	13,13	0%	10,94	11,02	-1%
Propano + Isobutano	30%	12,83	12,83	0%	10,74	10,75	0%
Propano + Isobutano	40%	12,66	12,66	0%	10,60	10,62	0%
Propano + Isobutano	50%	12,58	12,58	0%	10,52	10,53	0%
Propano + Isobutano	60%	12,62	12,61	0%	10,26	10,50	-2%
Propano + Isobutano	70%	12,80	12,73	1%	10,38	10,55	-2%
Propano + Isobutano	80%	12,95	12,94	0%	10,32	10,63	-3%
Propano + Isobutano	90%	13,27	13,25	0%	10,40	10,87	-5%
Propano + Isobutano	100%	13,71	13,69	0%	10,54	10,85	-3%
Propano + n-Butano	0%	12,67	12,67	0%	10,73	10,78	0%
Propano + n-Butano	10%	11,92	11,92	0%	10,12	10,27	-2%
Propano + n-Butano	20%	11,46	11,46	0%	10,00	10,00	0%

² Fração mássica do componente mais leve.

Componentes	Composição ²	Fluxo 5 A	Fluxo 5 B	Dif %	Fluxo 8 A	Fluxo 8 B	Dif %
		(kg/h)	(kg/h)		(kg/h)	(kg/h)	
Propano + n-Butano	30%	11,40	11,40	0%	10,00	10,03	0%
Propano + n-Butano	40%	11,38	11,38	0%	10,19	10,02	2%
Propano + n-Butano	50%	11,40	11,40	0%	10,03	10,08	0%
Propano + n-Butano	60%	11,45	11,45	0%	10,13	10,17	0%
Propano + n-Butano	70%	11,64	11,65	0%	9,81	9,89	-1%
Propano + n-Butano	80%	12,00	12,01	0%	10,25	10,04	2%
Propano + n-Butano	90%	12,65	12,65	0%	10,60	10,48	1%
Propano + n-Butano	100%	13,71	13,69	0%	10,54	10,85	-3%
Etano + Propano	0%	13,71	13,69	0%	10,54	10,85	-3%
Etano + Propano	10%	12,71	12,71	0%	10,68	10,55	1%
Etano + Propano	20%	12,56	12,56	0%	10,49	10,48	0%
Etano + Propano	30%	12,80	12,80	0%	10,83	10,64	2%
Etano + Propano	40%	13,16	13,16	0%	11,13	10,89	2%
Etano + Propano	50%	13,67	13,67	0%	11,46	11,27	2%
Etano + Propano	60%	14,39	14,39	0%	11,92	12,41	-4%
Etano + Propano	70%	15,55	15,54	0%	11,68	12,10	-4%
Etano + Propano	80%	18,15	18,12	0%	12,57	12,31	2%
Etano + Propano	90%	23,58	23,62	0%	13,36	13,50	-1%

Componentes	Composição ²	Fluxo 5 A	Fluxo 5 B	Dif %	Fluxo 8 A	Fluxo 8 B	Dif %
		(kg/h)	(kg/h)		(kg/h)	(kg/h)	
Etano + n-Butano	0%	12,67	12,67	0%	10,73	10,78	0%
Etano + n-Butano	10%	11,53	11,47	0%	10,37	10,51	-1%
Etano + n-Butano	20%	11,47	11,48	0%	10,23	10,11	1%
Etano + n-Butano	30%	11,61	11,63	0%	10,00	9,79	2%
Etano + n-Butano	40%	11,87	11,90	0%	9,87	9,63	2%
Etano + n-Butano	50%	12,21	12,23	0%	9,94	9,80	1%
Etano + n-Butano	60%	12,61	12,70	-1%	10,76	9,86	8%
Etano + n-Butano	70%	13,31	13,36	0%	10,68	10,26	4%
Etano + n-Butano	80%	14,45	14,40	0%	10,86	11,37	-5%
Etano + n-Butano	90%	17,05	17,05	0%	12,42	12,49	-1%
Etano + Isobutano	0%	14,24	14,24	0%	11,52	11,53	0%
Etano + Isobutano	10%	12,66	12,65	0%	11,26	11,26	0%
Etano + Isobutano	20%	12,58	12,58	0%	10,95	10,96	0%
Etano + Isobutano	30%	12,67	12,67	0%	10,69	10,70	0%
Etano + Isobutano	40%	12,89	12,89	0%	10,54	10,58	0%
Etano + Isobutano	50%	13,20	13,18	0%	10,60	10,79	-2%
Etano + Isobutano	60%	13,64	13,62	0%	10,76	11,03	-2%
Etano + Isobutano	70%	14,31	14,31	0%	11,13	11,19	-1%

Componentes	Composição ²	Fluxo 5 A	Fluxo 5 B	Dif %	Fluxo 8 A	Fluxo 8 B	Dif %
		(kg/h)	(kg/h)		(kg/h)	(kg/h)	
Etano + Isobutano	80%	15,47	15,44	0%	12,33	12,84	-4%
Etano + Isobutano	90%	18,84	18,83	0%	13,21	13,26	0%
CO₂ + Propano	0%	13,69	13,69	0%	10,96	10,85	1%
CO₂ + Propano	10%	13,06	13,06	0%	11,05	11,30	-2%
CO₂ + Propano	20%	13,86	13,85	0%	11,58	12,12	-5%
CO₂ + Propano	30%	14,88	14,87	0%	12,03	11,97	0%
CO₂ + Propano	40%	16,14	16,14	0%	12,56	12,51	0%
CO₂ + Propano	50%	17,78	17,74	0%	13,24	14,32	-8%
CO₂ + Propano	60%	19,92	19,90	0%	14,43	15,35	-6%
CO₂ + Propano	70%	23,08	23,24	-1%	17,87	16,87	6%
CO₂ + n-Butano	0%	12,68	12,67	0%	10,47	10,78	-3%
CO₂ + n-Butano	10%	12,14	12,14	0%	11,26	11,35	-1%
CO₂ + n-Butano	20%	12,69	12,69	0%	10,92	10,90	0%
CO₂ + n-Butano	30%	13,42	13,40	0%	10,68	10,85	-2%
CO₂ + n-Butano	40%	14,32	14,31	0%	10,51	10,73	-2%
CO₂ + n-Butano	50%	15,41	15,41	0%	10,57	10,65	-1%
CO₂ + n-Butano	60%	16,70	16,68	0%	10,97	11,08	-1%
CO₂ + n-Butano	70%	18,11	18,15	0%	12,51	12,15	3%

Componentes	Composição ²	Fluxo 5 A	Fluxo 5 B	Dif %	Fluxo 8 A	Fluxo 8 B	Dif %
		(kg/h)	(kg/h)		(kg/h)	(kg/h)	
CO ₂ + n-Butano	80%	20,17	20,09	0%	13,63	13,88	-2%
CO ₂ + Isobutano	0%	14,24	14,24	0%	11,52	11,53	0%
CO ₂ + Isobutano	10%	13,46	13,44	0%	12,24	12,27	0%
CO ₂ + Isobutano	20%	14,01	14,03	0%	11,98	12,16	-1%
CO ₂ + Isobutano	30%	14,81	14,80	0%	11,84	11,98	-1%
CO ₂ + Isobutano	40%	15,78	15,75	0%	11,83	11,73	1%
CO ₂ + Isobutano	50%	16,94	16,94	0%	11,82	11,88	-1%
CO ₂ + Isobutano	60%	18,30	18,31	0%	12,74	12,57	1%
CO ₂ + Isobutano	70%	20,00	19,98	0%	13,63	14,07	-3%

Tabela 12-3 -Comparação entre resultados da otimização utilizando os conjuntos A e B de temperaturas de referência - temp. de entrada e saída dos trocadores de calor.

Componentes	Composição ³	T1 A	T1 B	T4 A	T4 B	T5 A	T5 B	T8 A	T8 B	Soma dif. T (°C) ⁴
Propano + Isobutano	0%	-9,00	-9,01	42,28	42,28	39,86	39,86	-9,00	-9,01	0,03
Propano + Isobutano	10%	-6,59	-6,56	43,08	43,08	36,53	36,54	-9,02	-9,01	0,05

³ Fração mássica do componente mais leve.

⁴ $Soma\ dif.\ T = (T_{1A} - T_{1B}) + (T_{4A} - T_{4B}) + (T_{5A} - T_{5B}) + (T_{8A} - T_{8B})$

Componentes	Composição³	T1 A	T1 B	T4 A	T4 B	T5 A	T5 B	T8 A	T8 B	Soma dif. T (°C)⁴
Propano + Isobutano	20%	-4,42	-4,46	43,82	43,83	34,30	34,31	-9,00	-9,01	0,07
Propano + Isobutano	30%	-2,84	-2,84	44,59	44,57	33,00	32,97	-9,00	-9,00	0,05
Propano + Isobutano	40%	-1,87	-1,89	45,38	45,38	32,41	32,40	-9,00	-9,01	0,03
Propano + Isobutano	50%	-1,53	-1,54	46,23	46,21	32,43	32,41	-9,00	-9,00	0,05
Propano + Isobutano	60%	-1,66	-1,80	47,15	47,10	32,98	32,96	-9,02	-9,00	0,23
Propano + Isobutano	70%	-2,85	-2,67	48,58	48,07	34,40	34,00	-9,30	-9,01	1,39
Propano + Isobutano	80%	-3,96	-4,13	49,02	49,01	35,40	35,42	-9,00	-9,03	0,22
Propano + Isobutano	90%	-6,07	-6,21	49,96	49,90	37,21	37,19	-9,00	-9,01	0,22
Propano + Isobutano	100%	-9,00	-9,01	50,72	50,68	39,30	39,31	-9,00	-9,01	0,06
Propano + n-Butano	0%	-9,00	-9,00	44,13	44,13	39,78	39,77	-9,00	-9,00	0,02
Propano + n-Butano	10%	-4,85	-4,92	44,50	44,51	33,65	33,66	-9,00	-9,01	0,11
Propano + n-Butano	20%	-1,33	-1,30	45,14	45,13	30,01	30,00	-9,30	-9,28	0,07
Propano + n-Butano	30%	0,84	0,85	47,92	47,91	30,01	30,00	-9,81	-9,77	0,08
Propano + n-Butano	40%	2,23	2,28	49,61	49,58	30,01	30,00	-9,93	-10,07	0,23
Propano + n-Butano	50%	3,08	3,09	50,29	50,28	30,01	30,00	-10,01	-9,95	0,08
Propano + n-Butano	60%	3,38	3,39	50,10	50,12	30,05	30,07	-9,40	-9,35	0,11
Propano + n-Butano	70%	2,95	2,86	49,76	49,83	30,74	30,79	-9,00	-9,02	0,24
Propano + n-Butano	80%	0,34	0,48	49,71	49,76	32,25	32,30	-9,00	-9,03	0,27
Propano + n-Butano	90%	-3,36	-3,31	50,23	50,23	35,21	35,21	-9,00	-9,01	0,07
Propano + n-Butano	100%	-9,00	-9,01	50,72	50,68	39,30	39,31	-9,00	-9,01	0,06

Componentes	Composição³	T1 A	T1 B	T4 A	T4 B	T5 A	T5 B	T8 A	T8 B	Soma dif. T (°C)⁴
Etano + Propano	0%	-9,00	-9,01	50,72	50,68	39,30	39,31	-9,00	-9,01	0,06
Etano + Propano	10%	-3,90	-3,82	51,58	51,57	32,01	32,00	-9,02	-9,01	0,12
Etano + Propano	20%	-0,11	-0,08	55,26	55,25	30,01	30,00	-9,69	-9,67	0,07
Etano + Propano	30%	1,83	1,91	59,05	59,07	30,00	30,00	-10,48	-10,60	0,22
Etano + Propano	40%	2,89	2,96	61,18	61,19	30,01	30,01	-11,00	-11,22	0,30
Etano + Propano	50%	3,35	3,39	61,79	61,79	30,01	30,01	-11,05	-11,24	0,24
Etano + Propano	60%	3,41	3,40	60,92	61,00	30,00	30,00	-10,38	-9,87	0,59
Etano + Propano	70%	2,91	3,44	59,48	59,05	30,43	30,46	-10,00	-9,01	1,98
Etano + Propano	80%	0,04	1,18	58,84	58,56	32,33	32,36	-10,00	-9,01	2,43
Etano + Propano	90%	-3,79	-2,90	56,37	55,94	33,89	33,92	-10,00	-9,01	2,34
Etano + n-Butano	0%	-9,00	-9,00	44,13	44,13	39,78	39,77	-9,00	-9,00	0,02
Etano + n-Butano	10%	-2,09	-0,93	69,87	69,67	30,01	30,01	-13,00	-12,20	2,15
Etano + n-Butano	20%	2,02	1,95	85,07	84,97	30,00	30,02	-19,49	-19,62	0,31
Etano + n-Butano	30%	3,29	3,23	93,95	93,68	30,01	30,00	-27,26	-27,69	0,77
Etano + n-Butano	40%	3,39	3,40	99,20	98,84	30,00	30,01	-34,76	-35,40	1,00
Etano + n-Butano	50%	3,38	3,34	101,73	101,51	30,02	30,02	-39,92	-40,40	0,76
Etano + n-Butano	60%	3,39	3,40	102,65	100,90	30,01	30,00	-39,99	-42,81	4,58
Etano + n-Butano	70%	3,38	3,38	97,58	97,06	30,02	30,02	-39,62	-40,86	1,77
Etano + n-Butano	80%	3,39	3,39	87,91	88,20	30,01	30,02	-34,54	-33,26	1,59
Etano + n-Butano	90%	3,39	3,39	70,53	70,52	30,64	30,65	-20,72	-20,59	0,15

Componentes	Composição³	T1 A	T1 B	T4 A	T4 B	T5 A	T5 B	T8 A	T8 B	Soma dif. T (°C)⁴
Etano + Isobutano	0%	-9,00	-9,01	42,28	42,28	39,86	39,86	-9,00	-9,01	0,03
Etano + Isobutano	10%	-0,98	-0,94	60,09	60,07	30,01	29,99	-11,50	-11,47	0,12
Etano + Isobutano	20%	2,03	2,06	73,44	73,43	30,01	30,00	-17,61	-17,57	0,07
Etano + Isobutano	30%	3,31	3,34	81,29	81,28	30,01	30,00	-23,80	-23,76	0,07
Etano + Isobutano	40%	3,40	3,40	85,87	85,89	30,01	30,00	-29,32	-29,23	0,12
Etano + Isobutano	50%	3,39	3,39	87,80	87,95	30,01	30,02	-32,50	-31,99	0,66
Etano + Isobutano	60%	3,39	3,38	86,99	87,19	30,00	30,02	-33,00	-32,29	0,93
Etano + Isobutano	70%	3,40	3,40	83,01	83,03	30,00	30,00	-30,33	-30,19	0,16
Etano + Isobutano	80%	3,38	3,39	74,85	75,09	30,03	30,01	-23,00	-22,08	1,19
Etano + Isobutano	90%	3,39	3,40	62,02	61,98	31,46	31,45	-13,06	-13,00	0,10
CO₂ + Propano	0%	-9,02	-9,01	50,68	50,68	39,30	39,31	-9,02	-9,01	0,03
CO₂ + Propano	10%	-3,33	-3,27	62,07	62,05	30,01	30,01	-9,53	-9,45	0,18
CO₂ + Propano	20%	0,00	0,26	75,20	75,19	30,06	30,01	-12,33	-11,94	0,70
CO₂ + Propano	30%	2,04	2,09	83,23	83,16	30,07	30,00	-15,98	-16,00	0,21
CO₂ + Propano	40%	3,18	3,19	87,59	87,59	30,00	30,00	-19,92	-19,98	0,07
CO₂ + Propano	50%	3,39	3,40	89,09	89,32	30,01	30,00	-23,59	-22,18	1,66
CO₂ + Propano	60%	3,40	3,39	87,18	87,19	30,00	30,01	-24,62	-23,37	1,28
CO₂ + Propano	70%	3,34	3,03	80,51	80,79	30,04	30,24	-19,10	-20,58	2,27
CO₂ + n-Butano	0%	-9,00	-9,00	44,09	44,13	39,77	39,77	-9,00	-9,00	0,04
CO₂ + n-Butano	10%	-2,84	-2,70	88,06	88,12	30,00	30,03	-10,32	-10,39	0,29

Componentes	Composição³	T1 A	T1 B	T4 A	T4 B	T5 A	T5 B	T8 A	T8 B	Soma dif. T (°C)⁴
CO₂ + n-Butano	20%	-0,07	-0,10	109,29	109,27	30,00	30,00	-14,88	-14,86	0,08
CO₂ + n-Butano	30%	1,69	1,89	121,51	121,62	30,03	30,02	-21,39	-21,46	0,40
CO₂ + n-Butano	40%	2,88	2,90	128,88	129,11	30,01	30,06	-30,13	-30,11	0,31
CO₂ + n-Butano	50%	3,39	3,36	133,68	133,79	30,01	30,05	-41,73	-41,64	0,25
CO₂ + n-Butano	60%	3,40	3,40	137,10	137,20	30,00	30,00	-55,30	-55,10	0,30
CO₂ + n-Butano	70%	3,37	3,40	139,27	138,77	30,04	30,01	-60,40	-61,27	1,43
CO₂ + n-Butano	80%	3,45	3,37	132,70	133,07	30,02	30,03	-52,90	-52,38	0,99
CO₂ + Isobutano	0%	-9,00	-9,01	42,27	42,28	39,85	39,86	-9,00	-9,01	0,04
CO₂ + Isobutano	10%	-2,91	-2,78	76,66	76,59	30,10	30,00	-10,19	-10,15	0,34
CO₂ + Isobutano	20%	0,31	0,40	96,05	96,22	30,00	30,13	-14,66	-14,69	0,41
CO₂ + Isobutano	30%	2,05	2,18	107,46	107,53	30,14	30,14	-20,92	-20,87	0,25
CO₂ + Isobutano	40%	3,07	3,19	114,32	114,11	30,20	30,00	-28,80	-28,91	0,62
CO₂ + Isobutano	50%	3,37	3,39	118,25	118,27	30,01	30,01	-38,77	-38,69	0,13
CO₂ + Isobutano	60%	3,37	3,40	120,57	120,43	30,04	30,01	-47,61	-47,93	0,52
CO₂ + Isobutano	70%	3,40	3,32	119,22	119,50	30,00	30,03	-50,12	-49,23	1,27