

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ANDRÉ GUIDELLI CAMILO DOS SANTOS

**ANÁLISE DA EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO VRF COM DIFERENTES TIPOS DE
REFRIGERANTES**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2018

ANDRÉ GUIDELLI CAMILO DOS SANTOS

**ANÁLISE DA EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO VRF COM DIFERENTES TIPOS DE
REFRIGERANTES**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada a disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso -TCC2 do curso de Engenharia Mecânica, do Departamento Acadêmico de Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Luciano Fernando dos Santos Rossi

CURITIBA

2018

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa " ANÁLISE DA EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO VRF COM DIFERENTES TIPOS DE REFRIGERANTES ", realizado pelo aluno André Guidelli Camilo dos Santos, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Luciano Fernando dos Santos Rossi
DAMEC, UTFPR
Orientador

Prof. Dr. Eduardo Matos Germer
DAMEC, UTFPR
Avaliador

Prof. Dr. Moisés Alvez Marcelino Neto
DAMEC, UTFPR
Avaliador

Curitiba, 05 de Julho de 2018.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, dono da minha inspiração e força. Não consigo imaginar a minha vida sem Deus, que me dedicou sua presença real nos momentos mais cruciais da minha história.

Agradeço aos meus pais, Yvani e Sueli, que me possibilitaram ter esta oportunidade ao custo de muito esforço e dedicação de vida. Me sinto privilegiado por ter pais que me ajudaram em qualquer situação e apoiaram meus sonhos.

Agradeço a minha amada noiva, Renata, que com seu convívio e insistência em me amar me fez uma pessoa melhor, capaz de superar obstáculos. Não há preço que pague o tempo e a paciência dedicados a mim.

Agradeço ao meu orientador, Luciano, que me proporcionou a oportunidade de desenvolver este tema, acreditando no meu potencial e me auxiliando de forma contundente nos maiores obstáculos enfrentados no decorrer do trabalho.

Agradeço a minha irmã, Sarah, e a minha tia, Nilza, que residiram comigo durante o período do curso, compreendendo minhas dificuldades e me dando suporte nos mais importantes detalhes do dia-a-dia, me proporcionando a estabilidade que se fez necessária para cumprir meus objetivos.

Predicting rain doesn't count; building
arks does. (Buffett, Warren, 2016).

Prever a chuva não conta; construir
arcas, sim. (Buffett, Warren, 2016).

RESUMO

SANTOS, André Guidelli Camilo dos. **Análise da eficiência exergética de um sistema de refrigeração VRF com diferentes tipos de refrigerantes.** 54 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2018.

Os sistemas de ar condicionado de Vazão de Refrigerante Variável (VRF), atualmente, estão sendo mais utilizados em todo o mundo devido à procura por sistemas com uma eficiência mais aprimorada, que reflete diretamente a economia de energia elétrica. O impacto ambiental dos fluidos refrigerantes utilizados em sistemas de ar condicionado tem aumentado as discussões para encontrar refrigerantes substitutos para os processos convencionais. Desta forma, neste trabalho propõem-se fazer uma análise da eficiência exergética de um sistema VRF adaptado de Yildiz (2015), com diferentes tipos de refrigerantes, de forma a se ter uma análise das perdas e locais de aprimoramento do sistema, assim como discutir sobre a escolha do refrigerante para o mesmo, com a perspectiva de sua eficiência exergética, assim como do seu impacto ambiental. Para tal objetivo, o sistema em estudo foi descrito através de um modelo matemático para a análise exergética, sendo sua solução, originariamente para o fluido R410a, estendida para outros fluidos de refrigeração de interesse. Os dados dos fluidos foram obtidos do programa REFPROP. Constatou-se que o fluido R290 não atingiu valores de pressão e temperatura factíveis ao ciclo, e que as eficiências energéticas foram praticamente iguais para todos os fluidos testados. Os fluidos HFO obtiveram eficiências exergéticas similares ao R410a. Os fluidos R459A, R454B e R446A foram sugeridos como substitutos ao R410a, pois apresentaram valores de parâmetros de maior eficiência e de menor GWP, além de caracterizarem-se por um nível de segurança mais elevado.

Palavras-chave: VRF, Eficiência exergética, Refrigerantes alternativos, R410a

ABSTRACT

SANTOS, André Guidelli Camilo dos. **Exergy efficiency analysis of a VRF system for different types of refrigerant.** 54 p. Work of Conclusion Course (Graduation in Mechanical Engineering) - Federal Technology University - Paraná. Curitiba, 2018.

Variable Refrigerant Flow (VRF) air conditioning systems are currently being more used worldwide due to the recent search for more efficiency improved systems, which reflects direct on electric energy savings. The environmental impact of refrigerants used in air conditioning systems has increased the discussions to find substitute refrigerants for conventional processes. In this work, an analysis of the exergetic efficiency of a VRF system adapted from Yildiz (2015) is proposed, with different types of refrigerants, in order to have an analysis of the losses and locations of improvement of the system, as well as to discuss about the choice of its refrigerant, with the prospect of its exergetic efficiency, as well its environmental impact. For such purpose, the system under study was constructed through a mathematical model for an exergetic analysis, its solution, originally for the R410a fluid, being extended to other cooling fluids of interest. Fluid data were obtained from the REFPROP program. It was found that R290 fluid did not reach cycle-feasible pressure and temperature values, and that the energy efficiencies were practically the same for all tested fluids. HFO fluids obtained exergetic efficiencies similar to R410a. The R459A, R454B and R446A fluids were suggested as substitutes for R410a, as they presented higher efficiency values and lower GWP, in addition to being characterized by a higher level of safety.

Keywords: VRF, Exergy efficiency, Alternative Refrigerant, R410a

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1– a) Representação esquemática do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. b) Diagrama Ts do ciclo referido.	16
Figura 2-1 - Representação da massa de controle e do sistema global.....	21
Figura 2-2– Diagrama representando o fluxo de exergia e suas perdas por irreversibilidades internas em um sistema de refrigeração.	25
Figura 2-3 – Esquemático do ciclo de refrigeração VRF analisado neste projeto.	29
Figura 2-4– Diagrama Pressão x Entalpia representativo do sistema proposto.....	30
Figura 2-5– Concentração de ozônio da camada de ozônio nos anos 2018 e 2065.	31
Figura 2-6 – Redução dos HFCs nas agendas do F-Gas e Protocolo de Montreal (2016).....	32
Figura 2-7– Grupos de segurança da Norma 34-2013 da ASHRAE.	34
Figura 2-8 – Diagrama Pressão x Entalpia para uma mistura zeotrópica.	35
Figura 4-1- Campos de destruição de exergia no ciclo VRF para o fluido R410a.	44
Figura 4-2- a) Pressões alta e baixa do ciclo b) Temperatura na descarga do compressor.....	46
Figura 4-3 – vazões mássicas do ciclo no compressor	46
Figura 4-4- a) eficiências energéticas do ciclo b) eficiências exergéticas do ciclo ...	47
Figura 4-5 – Eficiência do ciclo e GWP dos demais refrigerantes comparados ao R410a.....	48

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características dos Flúidos refrigerantes selecionados	37
Tabela 2 – Resultados do ciclo VRF para o refrigerante R410a	44

LISTA SIGLAS E ACRÔNIMOS

AHRI	<i>Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute</i>
AREP	<i>Alternative Refrigerants Evaluation Program</i>
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
CFC	Clorofluorcarboneto
COP	<i>Coefficient of Performance</i>
DOE-USA	<i>Department of Energy of the United States</i>
EEV	<i>Electronic Expansion Valve</i>
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
HCFC	Hidroclorofluorocarboneto
HFC	Hidrofluorocarboneto
HFO	Hidrofluorolefina
HVACs	<i>Heating, Ventilation and Air Conditioning systems</i>
IPCC	<i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i>
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>
REFPROP	<i>Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database</i>
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná
VRF	<i>Variable Refrigerant Flow</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

	Descrição	Unidade
<i>a</i>	Exergia específica	[kJ/kg]
<i>A</i>	Exergia	[kJ]
<i>D</i>	Diâmetro	[m]
<i>E</i>	Energia	[kJ]
<i>g</i>	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
<i>h</i>	Entalpia específica	[kJ/kg]
<i>i</i>	Exergia destruída por unidade de massa	[kJ/kg]
<i>I</i>	Exergia destruída	[kJ]
<i>M</i>	Massa	[kg]
<i>p</i>	Pressão	[kPa]
<i>s</i>	Entropia específica	[kJ/kg · K]
<i>t</i>	Tempo	[s]
<i>T</i>	Temperatura	[K]
<i>U</i>	Energia interna	[kJ]
<i>V</i>	Volume	[m ³]
<i>W</i>	Trabalho	[kJ]

Símbolos Gregos

σ	Destruição de entropia	
ξ	Superfície de uma massa de controle	[-]
η	Eficiência energética	[-]
ε	Eficiência exergética	[-]

Subscritos

alto Relativo ao maior valor de pressão do ciclo

baixa	Relativo ao menor valor de pressão do ciclo
c	Convecção
cin	Cinética
cm	Massa de controle
comp	Compressor
cond	Condensador
cv	Volume de controle
des	Destruído
e	Condição na saída
EEV	<i>Eletronic Expansion Valve</i>
entrada	Que entra no sistema
evap	Evaporador
f	fluxo
i	Condição na entrada
m	Condição na entrada de uma EEV
máx	Máximo
n	n-ésimo
o	Condição do ambiente
pot	potencial
produto	Que é produzido ou sai do sistema
Q	Transferência de calor
s	Superfície
sg	Sistema Global
sub	Subresfriamento
sup	Superaquecimento
tubos	Tubos

válv	Válvula de Expansão
VSup	Válvula de Superaquecimento
W	Trabalho

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 OBJETIVOS.....	18
1.2 JUSTIFICATIVA.....	18
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO	19
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	20
2.1.1 Ambiente e Estado morto	20
2.1.2 Exergia.....	21
2.1.3 Análise Exergética	22
2.1.4 Eficiência Exergética.....	24
2.2 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	24
2.2.1 Ciclo de refrigeração ideal	24
2.2.2 Ciclo de Refrigeração por Vazão de Fluido Variável (VRF)	26
2.2.2.1 Compressor de velocidade variável	26
2.2.2.2 Válvula de expansão eletrônica (EEV).....	27
2.2.2.3 Carga Térmica e Controle do VRF	27
2.2.2.4 Vantagens e desafios do VRF	28
2.2.3 Ciclo VRF a ser estudado	28
2.3 FUIDOS REFRIGERANTES	30
2.3.1 Histórico dos Refrigerantes e Protocolos Ambientais	30
2.3.2 Índices de Impacto Ambiental e de Segurança.....	33
2.3.3 Composição dos refrigerantes	34
2.3.3.1 Substâncias Puras, misturas Zeotrópicas e Azeotrópicas	34
2.3.3.2 Refrigerantes CFC, HCFC, HFC e HFO	35
2.3.4 Escolha dos refrigerantes a serem estudados.....	36
3 MODELAGEM MATEMÁTICA	38
3.1 EQUAÇÕES DO SISTEMA VRF	38
3.1.1 Vazão mássica de refrigerante e Diâmetro da tubulação	39
3.1.2 Propriedades termodinâmicas do ciclo	39
3.1.3 Carga térmica do condensador e Potência necessária ao compressor	40
3.1.4 Eficiência energética do Ciclo	40
3.2 EQUAÇÕES DA ANÁLISE DE EFICIÊNCIA EXERGÉTICA.....	41
3.3 CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE A MUDANÇA DO REFRIGERANTE.....	42
3.3.1 Solução do ciclo proposto.....	42
3.3.2 Análise dos dados e Efetivação dos Resultados	43
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	44
4.1 EQUATION SECTION (NEXT) SOLUÇÃO DO CICLO PARA O REFRIGERANTE R410A	44
4.2 SOLUÇÃO PARA DEMAIS REFRIGERANTES.....	45
4.3 SUGESTÃO DE REFRIGERANTE SUBSTITUTO AO R410A	47

4.3.1 Refrigerante substituto quanto ao GWP e eficiência do ciclo	47
4.3.2 Refrigerante substituto quanto ao grupo de segurança ASHRAE.....	48
4.3.3 Análise global da sugestão para um refrigerante substituto ao R410a	49
5 CONCLUSÃO.....	50
REFERÊNCIAS.....	51

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de ar condicionado consistem em um ciclo de refrigeração que se destina a tratar o ar de um ou mais ambientes internos, mantendo os padrões de temperatura, umidade e conforto térmico. Isso é realizado por intermédio da retirada de calor do sistema e de seu transporte a um ambiente externo, normalmente através do emprego de um fluido refrigerante.

O ciclo de refrigeração padrão caracteriza-se por quatro componentes principais: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador, percorrendo um ciclo nesta ordem, como apresentado na Figura 1-1a. O objetivo principal deste sistema é a retirada do calor pelo evaporador e seu transporte até o condensador, para tanto utilizando um fluido de refrigeração.

Para um ciclo ideal, à medida que o refrigerante o percorre o gráfico Temperatura x entropia, conforme a Figura 1-1b, o mesmo muda de estado, o que possibilita que, por diferença de temperatura, o evaporador retire calor do ambiente interno e o mesmo seja rejeitado no condensador para o ambiente externo. O refrigerante percorre todo o ciclo graças ao trabalho requerido pelo compressor.

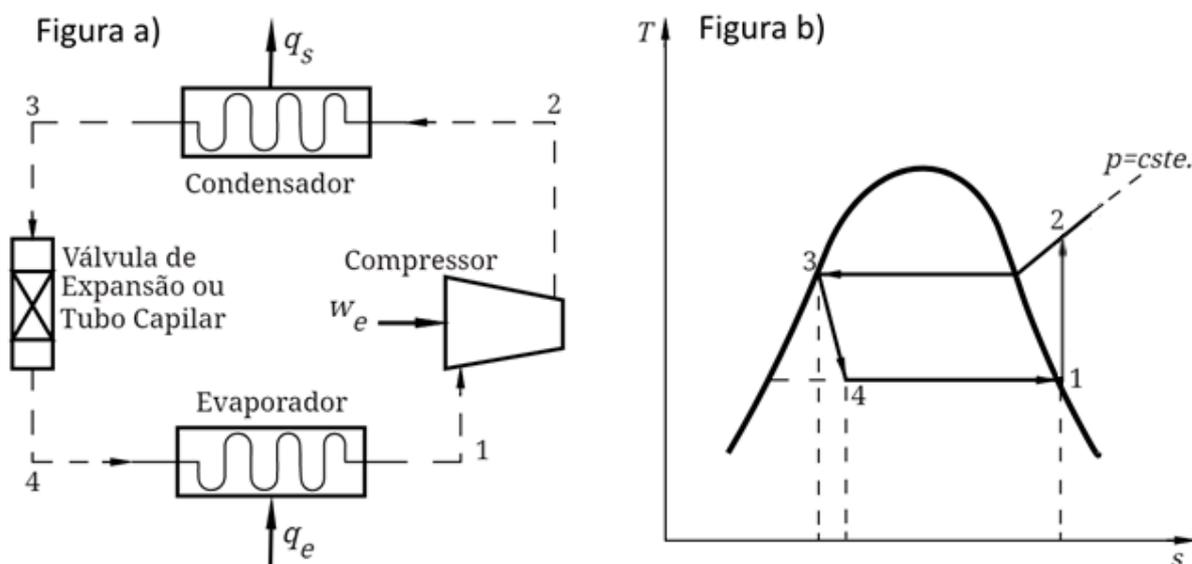


Figura 1-1– a) Representação esquemática do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.
b) Diagrama Ts do ciclo referido.

Fonte: Wark, 1995.

Hoje, muito se procura projetar sistemas de ar condicionado com maior eficiência energética e que proporcionem maiores vantagens termoeconômicas,

principalmente pelo cenário da demanda por energia elétrica no mundo. Este cenário no Brasil se encontra em um possível esgotamento no futuro (POLITO, 2015). Neste sentido, um dos ciclos de condicionamento de ar que mais têm se destacado no mercado é o sistema VRF.

O sistema VRF, Variable Refrigerant Flow, ou Vazão de Refrigerante Variável, em português, é um sistema de refrigeração multi-*split* de expansão direta que surgiu no início da década de 80 no Japão, onde atualmente é utilizado em mais de 50% dos edifícios de médio porte (GOETZLER, 2007), e está registrando um crescimento expressivo no mercado brasileiro (HEHNCAV, 2012).

Os sistemas VRF são categorizados como *multi-split* pelo fato de uma única unidade condensadora estar conectada a várias evaporadoras. O sistema VRF se diferencia dos demais por todas as unidades evaporadoras estarem diretamente interconectadas na tubulação, que se ramificam até chegarem aos ambientes (REZENDE, 2012).

Aynur (2010) explica que o ciclo interno percorrido pelo fluido refrigerante consiste de um ciclo onde se varia a vazão mássica de refrigerante de acordo com a carga térmica dos ambientes internos, com a ajuda de um compressor de velocidade variável e válvulas de expansão eletrônicas na entrada de cada unidade interna, mantendo assim a zona refrigerada na temperatura escolhida. Desta forma, o sistema VRF “pode responder ativamente às flutuações nas condições de carga espacial” (AYNUR, 2010).

Para Afify (2008) esta capacidade constitui a principal vantagem de um sistema VRF, denotando o próprio significado de seu nome. Pode-se dizer, inclusive que este é o motivo do ganho de eficiência energética se comparado aos ciclos de refrigeração convencionais, pois um compressor de velocidade variável permite ao VRF uma alta eficiência em carga parcial (AFIFY, 2008).

O estudo da eficiência energética é baseado na primeira lei da termodinâmica. Porém, conforme Ahamed et al. (2010), apenas a primeira lei não provê informações sobre como, onde e a quantidade de irreversibilidades que é gerada no ciclo. Entendendo a exergia como uma propriedade que avalia a máxima capacidade que uma determinada quantidade de matéria ou fluxo detém para causar mudanças (MORAN et al., 2013), a abordagem exérgica traz essas informações, determinando quais os locais onde esta capacidade é perdida por ineficiências do sistema. Por ser baseada em ambas primeira e segunda leis da termodinâmica,

pode “fornecer uma visão maior e mais profunda do processo, assim como novas ideias não exploradas para melhorias” (AHAMED et al., 2010).

Um dos aspectos que alteram a performance de um sistema é o fluido refrigerante selecionado. Identificar o melhor refrigerante é uma tarefa que pode aprimorar a eficiência e a economia de energia (GOETZLER et al., 2014), porém a escolha do refrigerante não pode andar desacompanhada de discussões sobre os impactos ambientais que os refrigerantes produzem. Os refrigerantes R-12 e R-22 foram os mais utilizados em sistemas de ar condicionado, porém de acordo com o protocolo de Montreal, ambos têm alto potencial para o aquecimento global e, por isso, devem ser substituídos (PADILLA, 2010).

1.1 OBJETIVOS

Neste projeto, propõem-se a realização de uma análise exérgica de um ciclo de refrigeração interno de um sistema VRF utilizando fluidos de refrigeração diferentes.

Para se alcançar este objetivo específico, são propostas as seguintes ações:

- Delimitar e analisar o ciclo VRF a ser estudado;
- Realizar uma modelagem matemática para a análise exérgica e executar uma solução quantitativa do mesmo;
- Analisar focos de perdas exérgicas nos equipamentos;
- Testar o sistema para outros refrigerantes;
- Análises pós-processuais;
- Determinar o melhor refrigerante para o sistema proposto em termos de eficiência exérgica, impacto ambiental e segurança.

1.2 JUSTIFICATIVA

A busca por eficiência energética tem sido pauta fundamental nas projeções e planos de energia do Brasil, principalmente para o gerenciamento do expressivo crescimento da demanda por energia elétrica que o mesmo experimentará no decorrer dos próximos anos. De fato, a energia elétrica será a mais demandada, e a

matriz energética do Brasil pode se encontrar em falta se não houver como suprir esta demanda (POLITO, 2015).

Estima-se que atualmente 47% da energia elétrica brasileira é consumida por edificações, sendo que no setor residencial, a climatização é o setor que tem mais demanda deste tipo de energia, utilizando cerca de 36% da energia elétrica, e deverá aumentar mais de 300% sua demanda até 2050. Vale ressaltar que estes são dados otimistas, levando-se em conta que o aumento de eficiência do uso de energia elétrica pelo setor de climatização é estimado em 34% até 2050 (TOLMASQUIM et al., 2016).

Ahamed et al. (2010) afirmam que a análise das perdas do sistema é geralmente o caminho para o aumento da eficiência ocasionado pela redução do consumo de energia. Os mesmos autores ainda ponderam que “identificar os locais de destruição de Exergia do sistema mostra a direção para melhorias em potencial”.

Em paralelo a esta análise de performance, muito está se discutindo no mundo sobre a redução do uso dos refrigerantes que têm composição HFC ou HCFC em prazos estritos, principalmente em países em desenvolvimento, onde seu uso ainda é bem amplo (PEIXOTO, 2016). Desta forma, fazem-se necessárias análises de eficiência a fim de apontar melhores alternativas de substituição que promovam menores impactos ambientais.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

No primeiro capítulo foi apresentada uma introdução ao trabalho, conceituando os ciclos de refrigeração e a importância da exergia como análise de um ciclo termodinâmico. No segundo capítulo a fundamentação teórica é apresentada, discorrendo sobre os temas de exergia, ciclo VRF e fluidos refrigerantes, para apresentar e escolher os principais parâmetros de análise.

O terceiro capítulo é constituído de uma modelagem matemática, onde as equações para a resolução quantitativa do trabalho são modeladas. O quarto capítulo trata de apresentar as soluções obtidas, de forma a analisar os resultados e cumprir os objetivos do trabalho proposto. Por último, o quinto capítulo se destina a fazer um fechamento das principais conclusões do trabalho.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo é destinado a fundamentar e conceituar o tema de estudo deste trabalho. Inicialmente, uma base sobre termodinâmica e eficiência exergética é apresentada, conceituando parâmetros do modelo matemático a ser construído e que serão discutidos no próximo capítulo. Posteriormente são descritos os ciclos de refrigeração por compressão de vapor e o ciclo tema deste trabalho, o VRF, introduzindo o ciclo a ser estudado. Por último, relatam-se avanços no campo da escolha ambientalmente mais adequada dos fluidos refrigerantes.

2.1.1 Ambiente e Estado morto

Antes de abordar o tema exergia, dois conceitos devem ser brevemente explicados: ambiente e estado morto. A Figura 2-1 lustra o sistema e o ambiente, que em conjunto formam o sistema global. O sistema a princípio é envolvido por uma superfície de controle de massa, se comportando como um corpo (é um volume de controle).

A definição de vizinhanças do sistema é bem conhecida nas análises termodinâmicas, compreendendo tudo o que é externo ao sistema. O ambiente é a parte da vizinhança que abrange propriedades intensivas que não mudam significativamente com o processo em consideração. Para tanto, assume-se que o ambiente é grande em extensão e homogêneo em temperatura e pressão, porém ainda assim delimitado por uma fronteira de controle que juntamente com o sistema em estudo formam um sistema global (MORAN, 1989).

Cabe ressaltar que a ideia de ambiente é que ele se constitui do mundo físico, e por essa razão, geralmente seus valores de temperatura e pressão (T_o e P_o , respectivamente) são considerados como sendo valores típicos das condições ambientais (MORAN, 1989).

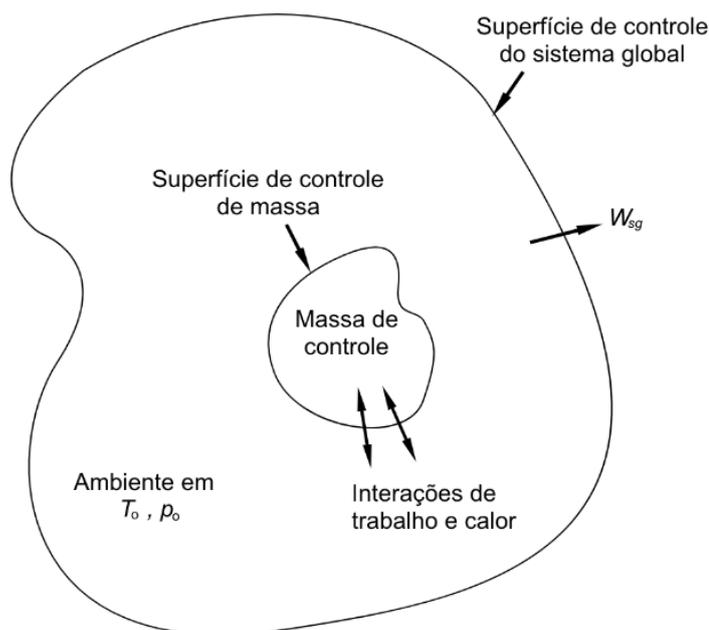


Figura 2-1 - Representação da massa de controle e do sistema global
Fonte: Moran (1989)

O estado morto é, em síntese, um estado no qual o sistema se encontra em repouso com relação ao ambiente a T_0 e P_0 . Nele, não pode haver qualquer interação com o meio e o ambiente (MORAN et al., 2013). Existem várias interações que podem ocorrer entre o sistema e o ambiente, porém, ao longo deste trabalho serão consideradas as interações termofísicas, desconsiderando-se as reações químicas. Para indicar esta limitação, o estado morto aqui delimitado se refere a um “estado morto restrito” (MORAN, 1989).

Nesses termos, quando o sistema se encontra em um estado diferente do estado morto com relação ao ambiente, ele espontaneamente irá rejeitar calor e trabalho para atingir o estado morto. Ao longo deste percurso, existe um potencial para desenvolver trabalho se este calor e trabalho forem aproveitados a partir do sistema global, e a exergia é o valor máximo teórico deste trabalho (MORAN et al., 2013).

2.1.2 Exergia

Antes de se entrar na discussão propriamente dita, cabe ressaltar que a revisão a seguir sobre exergia tem suas raízes principalmente nos conceitos abordados por Moran (1989), segundo o qual, a equação que representa o máximo

trabalho que pode ser extraído a partir de uma variação de energia do sistema global é:

$$(W_{sg})_{m\acute{a}x} = (E - U_o) + p_o(V - V_o) - T_o(S - S_o) \quad (2.1)$$

Onde W_{sg} é o trabalho extraído do sistema global, e p_o , T_o , U_o , V_o e S_o são a pressão, temperatura, energia interna, volume e entropia do ambiente, respectivamente, V e S são o volume e a entropia do sistema, respectivamente. A energia do sistema é E , definida por: $E = U + E_{cin} + E_{pot}$, onde U é a energia interna, E_{cin} é a energia cinética e E_{pot} é a energia potencial do sistema. Desse modo, para a equação (2.1), por definição W_{sg} é a exergia, ou:

$$A \equiv (W_{sg})_{m\acute{a}x} \quad (2.2)$$

Onde A é a exergia do sistema, relativo ao termo *availability*, que significa disponibilidade em português, expressando a ideia do significado de exergia como o potencial para trabalho.

2.1.3 Análise Exergética

O sistema de interesse e suas vizinhanças imediatas são um sistema aberto, ou volume de controle, porém este com o ambiente é um sistema fechado, ou de controle de massa. Aplicando a 1ª lei da termodinâmica para o sistema na mesma superfície de controle de massa, pode-se obter:

$$dE = \partial Q - \partial W$$

Onde Q é o calor transferido e W é o trabalho realizado, ambos do sistema para o ambiente. Da mesma forma, aplicando a segunda lei da termodinâmica têm-se:

$$dS = \frac{\partial Q}{T_s} + \partial \sigma$$

De forma que S é a entropia, T_s é a temperatura no local onde Q é transferido e σ é a entropia destruída devido à irreversibilidades. Adicionando o termo $p_o dV$ em ambos os lados da primeira equação, multiplicando a segunda equação por T_o e subtraindo as duas expressões resultantes, pode-se obter:

$$dE + p_o dV - T_o dS = \left(1 - \frac{T_o}{T_s}\right) \partial Q - (\partial W - p_o dV) - T_o \partial \sigma$$

Assim como proposto por Moran (1989), o lado esquerdo desta equação se iguala ao termo da equação (2.1) para uma superfície de controle de massa, visto como a definição de Exergia, se resumindo a:

$$dA|_{cm} = \left(1 - \frac{T_o}{T_s}\right) \partial Q - (\partial W - p_o dV) - T_o \partial \sigma \quad (2.3)$$

Integrando a equação (2.3) para o processo de um estado 1 para um estado 2 resulta em:

$$\Delta A|_{cm} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_o}{T_s}\right) \partial Q - (W - p_o \Delta V) - I \quad (2.4)$$

Sendo $I = T_o \sigma$ é a exergia destruída no sistema dentro da massa de controle devido às irreversibilidades internas. Para uma análise em forma de taxas, a equação (2.3) também pode ser escrita como:

$$\frac{dA}{dt}|_{cm} = \int_{\xi} \left(1 - \frac{T_o}{T_s}\right) q_s d\xi - \left(\dot{W} - p_o \frac{dV}{dt}\right) - i \quad (2.5)$$

De forma que a integração ocorre em toda a área da massa de controle ξ , e T_s é a temperatura onde a taxa de transferência de calor é q_s .

Até este ponto, o sistema foi analisado como sendo envolto por uma superfície de massa de controle. Da equação (2.5) para uma equação descrita por uma superfície de volume de controle, basta adicionar os termos relativos ao transporte de exergia devido ao escoamento de massa, resultando na equação (2.6):

$$\frac{dA}{dt}|_{cv} = \int_{\xi} \left(1 - \frac{T_o}{T_s}\right) q_s d\xi - \left(\dot{W} - p_o \frac{dV}{dt}\right) + \sum_i \dot{m}_i a_{f,i} - \sum_e \dot{m}_e a_{f,e} - i \quad (2.6)$$

Em que a_f é a exergia de escoamento que atravessa as fronteiras do sistema. Esta equação serve como base de análise exergética para qualquer volume de controle. Em uma observação mais profunda, a equação (2.6) tem sua importância por expressar com clareza os modos através dos quais a exergia pode ser alterada no sistema. Desta forma, ela pode ser reescrita nos termos da equação (2.7).

$$\frac{dA}{dt}|_{cv} = \dot{A}_q|_{cv} - \dot{A}_w|_{cv} + \dot{A}_m|_{cv} - \dot{A}_{des}|_{cv} \quad (2.7)$$

Onde \dot{A}_q é a exergia associada à transferência de calor, \dot{A}_w representa a exergia associada às interações de trabalho, \dot{A}_m é a exergia associada ao transporte de massa através das fronteiras do volume de controle, e \dot{A}_{des} é a taxa de exergia destruída pelas irreversibilidades do sistema.

2.1.4 Eficiência Exergética

Finalmente, a eficiência exergética pode ser apresentada de várias maneiras, dependendo do processo que ocorre no sistema estudado. Para fins de comparação entre as eficiências energética e exergética, uma expressão para eficiência é escrita de forma genérica, sendo: *eficiência = produto / entrada*. Desta forma:

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{\text{energia saindo em produtos}}{\text{energia entrando}} = 1 - \left(\frac{\text{perdas}}{\text{entrada}} \right) \\ \varepsilon &= \frac{\text{exergia saindo em produtos}}{\text{exergia entrando}} = 1 - \left(\frac{\text{perdas} + \text{destruição}}{\text{entrada}} \right)\end{aligned}\quad (2.8)$$

Sendo η é a eficiência energética e ε é a eficiência exergética. Apresentadas desta forma, fica fácil enxergar que ε permite um melhor entendimento de desempenho que η , pois o foco muda para a redução não apenas das perdas, mas também das irreversibilidades internas do sistema que, segundo Moran (1989), “em muitos casos são mais significantes e difíceis de lidar”.

Ainda segundo Moran (1989), a escolha definitiva entre analisar o sistema sob a ótica de η ou ε depende do julgamento entre três principais fatores: Quais são os produtos; O que é considerado como perda; o que é considerado como entrada. Em casos como o tema deste trabalho, onde as irreversibilidades são muito relevantes, uma análise exergética é recomendada em complemento à energética.

2.2 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

2.2.1 Ciclo de refrigeração ideal

A análise simplificada do fluxo de exergia para o ciclo representado pela Figura 1-1a pode ser representada pela Figura 2-2, de modo que as perdas pelas

irreversibilidades são levadas em conta nas áreas sombreadas. Cabe ressaltar que a exergia saindo sob a forma de transferência de calor do condensador ($a_{Q,cond}$) foi considerada nula (WARK, 1995). Os termos i_{comp} , i_{cond} , i_{evap} , i_{valv} , i_{tubos} e i_{evap} representam a destruição de exergia através do compressor, condensador, evaporador, válvula de expansão, tubos e evaporador, respectivamente.

Para este ciclo padrão, conforme a equação (2.8), a eficiência pode ser interpretada como:

$$\varepsilon = \frac{A_{produto}}{A_{entrada}} = \frac{-a_{Q,evap}}{w_{comp}} \quad (2.9)$$

onde $a_{Q,evap}$ é a exergia saindo do evaporador na forma de transferência de calor, e w_{comp} é a potência de trabalho na entrando no compressor.

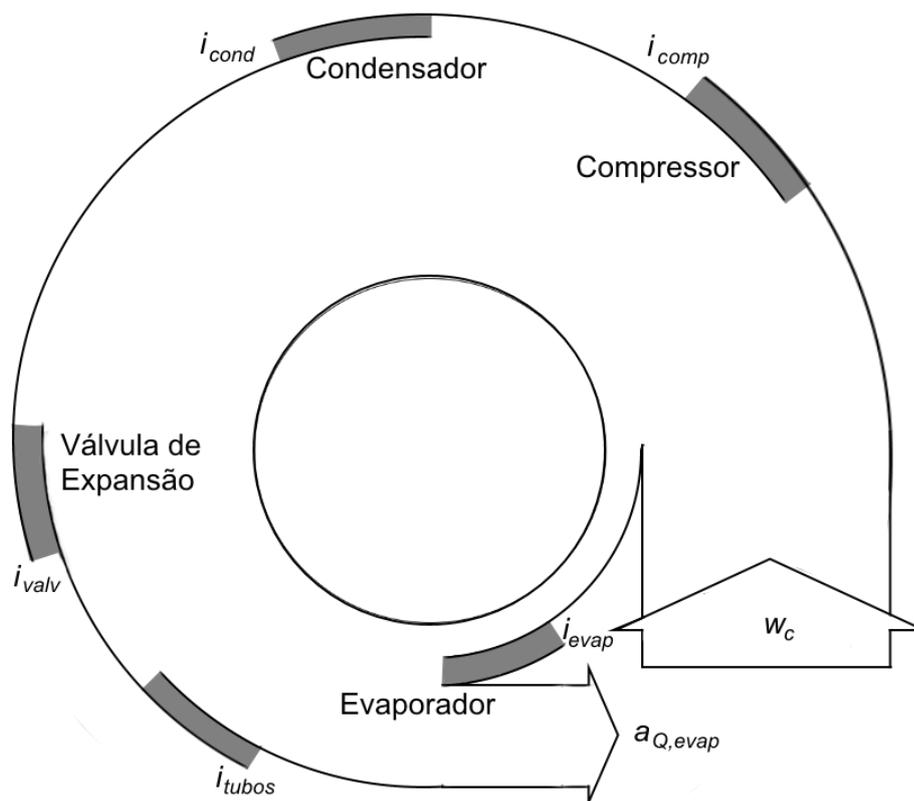


Figura 2-2– Diagrama representando o fluxo de exergia e suas perdas por irreversibilidades internas em um sistema de refrigeração.
 Fonte: Adaptado de Wark (1995).

2.2.2 Ciclo de Refrigeração por Vazão de Fluido Variável (VRF)

O ciclo VRF é um ciclo de refrigeração que conecta, em uma única tubulação ramificada, várias unidades evaporadoras em uma única unidade condensadora. Se for analisado o sistema como um todo, incluindo o ambiente e o sistema de ventilação, no VRF o ciclo dos refrigerantes percorre todo o caminho até os evaporadores, diferente dos sistemas tradicionais por água gelada, em que o refrigerante retira calor do ar que percorre um sistema de ventilação em paralelo, para depois chegar até o ambiente interno (PADILLA, 2010). Apesar desta comparação, este trabalho destina-se apenas a analisar o ciclo interno do refrigerante, e não o sistema como um todo.

Explorando mais a fundo seu conceito, Goetzler (2007) define o significado do termo VRF desta maneira:

“O termo vazão de fluido variável se refere à habilidade do sistema controlar a quantidade de refrigerante fluindo em cada um dos evaporadores, permitindo o uso de muitos evaporadores de diferentes tamanhos e configurações, controle de conforto individualizado, aquecimento e refrigeração simultâneos em zonas diferentes, e recuperação de calor de uma zona para outra”.

Nesta perspectiva, dois são os principais componentes para um controle efetivo de um ciclo VRF: um compressor de velocidade variável e válvulas de expansão eletrônica (EEV).

2.2.2.1 Compressor de velocidade variável

Conforme dito anteriormente, o ciclo contém um compressor de velocidade variável o que torna possível a modulação de capacidade do escoamento mássico percorrendo o ciclo. Aynur (2010) ainda explica que este ciclo pode ter duas ou três linhas de refrigerantes, dependendo do modo de operação, e ser configurado com ou sem armazenamento de frio.

2.2.2.2 Válvula de expansão eletrônica (EEV)

As válvulas de expansão eletrônica (EEV) atuam juntamente com o compressor no controle termodinâmico do ciclo, e são instaladas na tubulação antes da entrada dos evaporadores. Vale lembrar que para o modo de aquecimento, uma EEV é instalada antes do condensador, para que este possa atuar como um evaporador (DAIKIN, 2008).

Em termos mais específicos, uma EEV consiste em um motor eletrônico síncrono que tem a capacidade de controlar precisamente o ângulo de rotação, distribuindo de forma acurada o escoamento mássico correspondente à carga térmica do ambiente, de acordo com o sinal que lhe é enviado pelo controlador (BATHIA, 2014).

2.2.2.3 Carga Térmica e Controle do VRF

A configuração das válvulas e compressores está constantemente mudando com relação à variação da carga térmica. Por este motivo, um dos maiores desafios desta tecnologia é estimar com precisão esta carga dinâmica de forma que o controle individual do ambiente possa ser atingido.

Uma das plataformas de avaliação do desempenho energético de edificações que mais tem sido utilizada por pesquisadores para este fim é o *software EnergyPlus*, pelo fato de sua licença ser gratuita, pois é disponibilizado pelo DOE-USA (*Department of Energy of the United States*). Diversos autores desenvolveram e validaram módulos privados para simular sistemas VRF nesta plataforma (ZHOU et al., 2007) (ZHOU et al., 2008) (LI et al., 2009). Porém, a partir de 2014, o *EnergyPlus* conta com um módulo validado para esta análise.

Ainda existem autores que desenvolvem modelos autônomos que se destinam a fins mais específicos de controle dentro do ciclo (GUO et al., 2016) (SONG et al. 2016) (ZHU et al., 2013).

O controle dinâmico destes componentes segue a lógica *fuzzy* e é feito eletronicamente, devido a esta complexidade do acompanhamento da carga térmica. (PADILLA, 2010).

2.2.2.4 Vantagens e desafios do VRF

Nesta seção o VRF é comparado a outros sistemas de refrigeração como um todo, incluindo a parte de ventilação e conforto térmico, apesar do ciclo a ser estudado ser limitado a uma análise apenas do ciclo interno do refrigerante.

Como efeito destas características, a grande vantagem do ciclo é, entre outras, sua capacidade de proporcionar controle do conforto individualizado para edifícios corporativos, escolas, hotéis, etc. Junto a esta vantagem, este ciclo tem elevada eficiência e, por consequência, os custos com energia elétrica são reduzidos e muitas vezes compensam os custos totais de outros sistemas em curto espaço de tempo, como mostra Aynur (2008).

As dificuldades encontradas por este sistema geralmente são seu elevado custo inicial para implantação, se comparado aos sistemas por água gelada (GOETZLER, 2007). Também existe uma limitação para a temperatura de entrada de bulbo seco e úmido para o ambiente interno, o que faz com que para climas quentes e úmidos este sistema não seja aplicável em todos os casos (AFIFY, 2008).

2.2.3 Ciclo VRF a ser estudado

A fim de cumprir os objetivos deste projeto, um ciclo de estudo foi adaptado de Yildiz (2015) para ser feita uma análise exérgica do mesmo, mantendo alguns de seus dados iniciais e a metodologia. O fluido utilizado pelo ciclo será mantido como sendo o R410a. Desta forma, serão analisados 28 pontos de interesse no sistema, que podem ser vistos por sua representação esquemática do sistema na Figura 2-3 e seu respectivo diagrama Pressão x Entalpia na Figura 2-4.

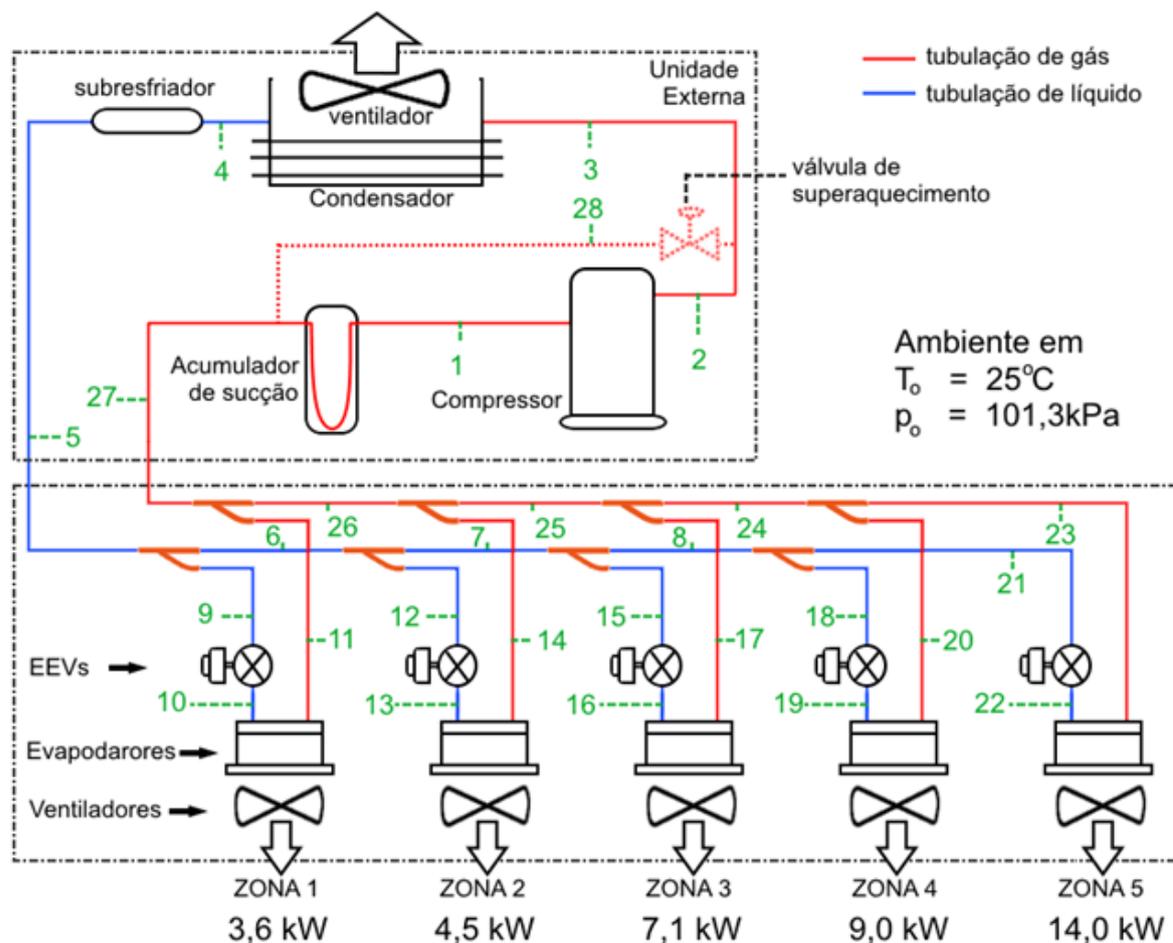


Figura 2-3 – Esquemático do ciclo de refrigeração VRF analisado neste projeto.
 Fonte: Adaptado de Yildiz (2015)

As mudanças necessárias ao sistema se deram por conta deste projeto ter o objetivo de realizar uma análise exérgica, e por isso devem levar em conta detalhes de todo o ciclo, diferente do enfoque de Yildiz (2015), que tratou a unidade externa como um volume de controle. Desta forma, foram adicionados os trabalhos necessários para os ventiladores do condensador e evaporadores, inclusive um subresfriamento e superaquecimento foram incluídos para o projeto, pois são artifícios muito comuns em ciclos de refrigeração, principalmente em sistemas VRF.

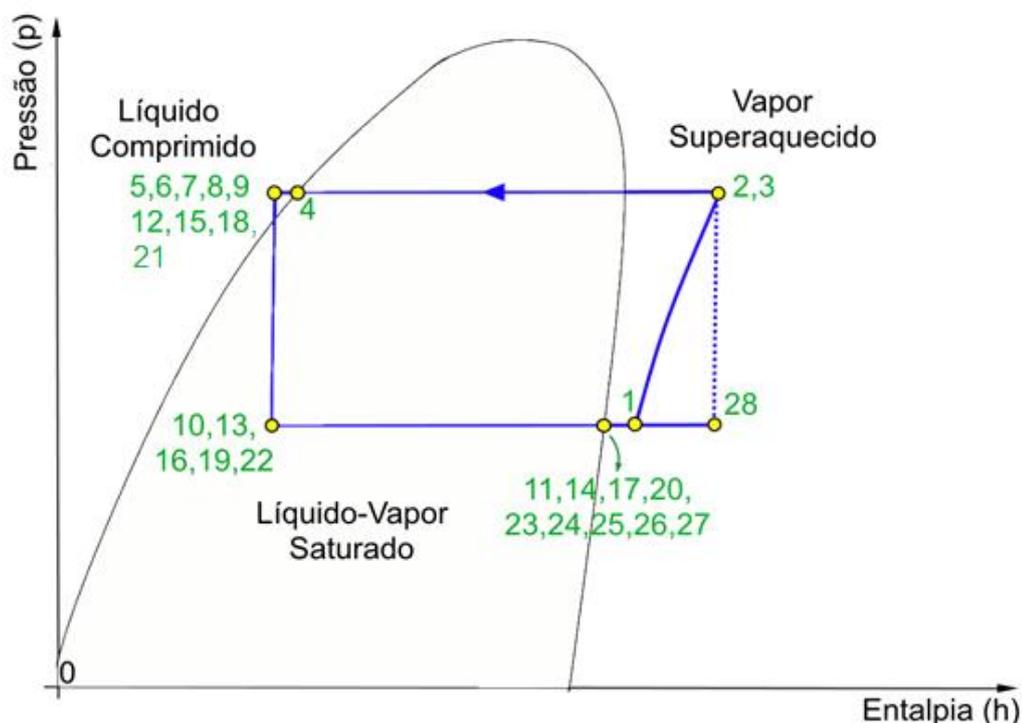


Figura 2-4– Diagrama Pressão x Entalpia representativo do sistema proposto.
Fonte: Autoria própria.

Outra diferença apresentada neste projeto é o modo de operação, que se reduzirá a apenas a resfriar os ambientes. As hipóteses e delimitações completas serão discutidas no próximo capítulo.

2.3 FUIDOS REFRIGERANTES

2.3.1 Histórico dos Refrigerantes e Protocolos Ambientais

Historicamente, os fluidos refrigerantes surgiram assim que os ciclos de refrigeração evoluíram de armazenamento de frio para ciclos de compressão de vapor, no início do século XIX. Na verdade, Calm (2008) relata que há indícios de experimentos físicos entre 1600 e 1700 relacionados com a descoberta de refrigerantes “artificiais” (feitos pelo homem). Nesta época, porém, qualquer produto que demonstrasse algum potencial era utilizado, tendo como único parâmetro de análise a eficiência do ciclo. Calm (2008) ainda expõe que “quase todos estes refrigerantes do começo eram inflamáveis, tóxicos, ou ambos, e alguns eram altamente radioativos”.

Porém, na procura por mais segurança e durabilidade, grandes empresas procuraram o refrigerante que suprisse os ciclos de refrigeração por água gelada satisfatoriamente. Neste período foram desenvolvidos os refrigerantes CFCs, HCFCs, entre outros, que serão discutidos mais adiante neste capítulo.

Assim que o fenômeno da destruição da camada de ozônio e o efeito estufa foram conhecidos pelo mundo, o Protocolo de Montreal foi instaurado (em 1987), de forma a estipular datas de banimento do uso de refrigerantes danosos à camada de ozônio. Neste período, os refrigerantes baseados em HCFC e CFC começam a ser substituídos por refrigerantes na base HFC e suas misturas, que não degradam a camada de ozônio (CALM, 2008).

Nestes termos, através da Figura 2-5, Schindler (2009) mostra em suas projeções que no presente ano estas medidas já surtiram efeito, promovendo uma redução de aproximadamente 3,4 vezes a concentração de cloro, responsável pela quebra da camada de ozônio. Também mostra que a projeção para o ano de 2065 é que a camada de ozônio venha a se recuperar, em contraste a uma camada de ozônio quase inexistente caso o uso dos CFCs não tivesse sido regulamentado.

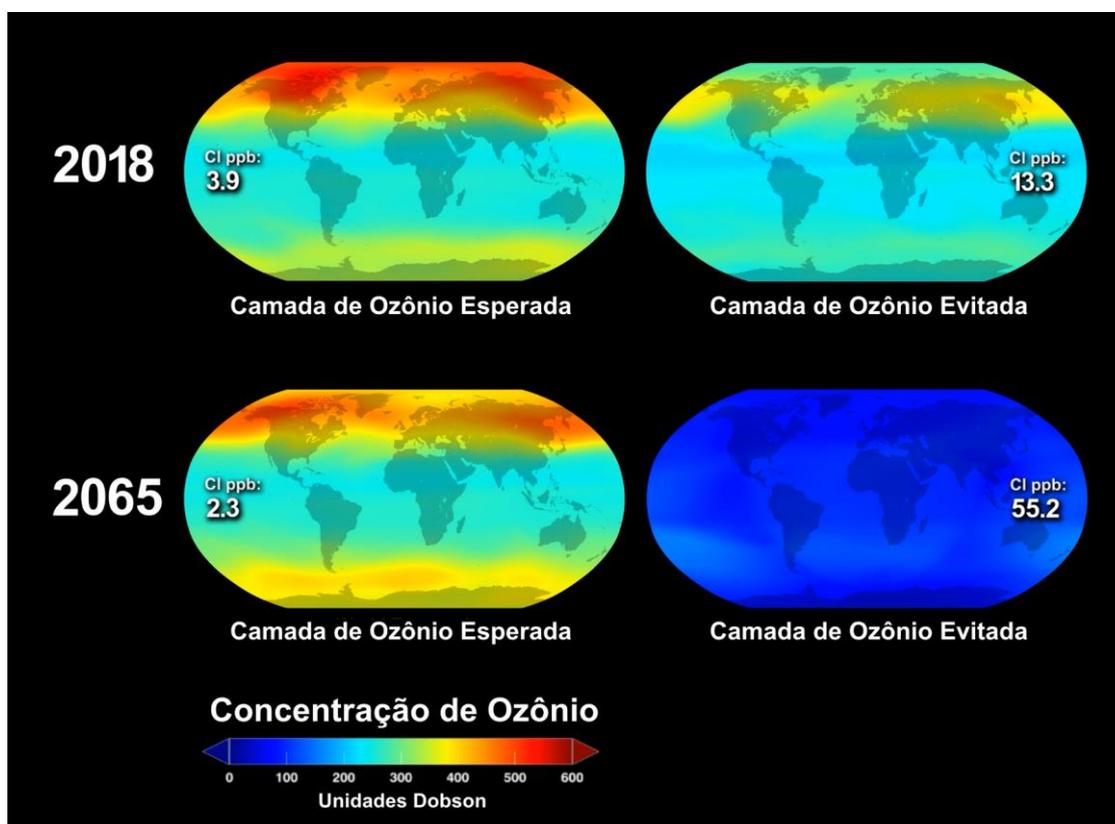


Figura 2-5– Concentração de ozônio da camada de ozônio nos anos 2018 e 2065.
Fonte: Adaptado de Schindler (2009).

Porém, descobertas recentes feitas pelo IPCC (*Intergovernmental Panel on Climate Change*) sobre o problema do aquecimento global, foram divulgadas relatando que os gases que causam o efeito estufa teriam grande influência nas mudanças climáticas. Desta forma, a ótica sobre qual seria o refrigerante ideal mudou novamente, tendo uma grande ênfase em gases que têm um baixo potencial de aquecimento global (GWP) (GOETZLER et al., 2014).

Pensando nisso, novas medidas de redução foram pensadas para os gases com alto potencial de aquecimento global. A Europa tomou a iniciativa com o plano *F-gas Regulation* (Regulamento de gases fluorados), que é o Regulamento (EU) Nº 517/2014), propondo reduções de 79% até 2030 (RAJENDRAN, 2015). Em 2016, em Kigali, Ruanda, os participantes do protocolo de Montreal novamente se reuniram e assinaram um acordo de redução destes gases, propondo termos de redução diferenciados para os países desenvolvidos e países em desenvolvimento, sendo este último grupo descrito como participantes do Artigo 5 do protocolo de Montreal (AMRANE, 2017). Um resumo destas propostas pode ser visto na Figura 2-6, onde o Brasil se encontra nos países descritos no Artigo 5.

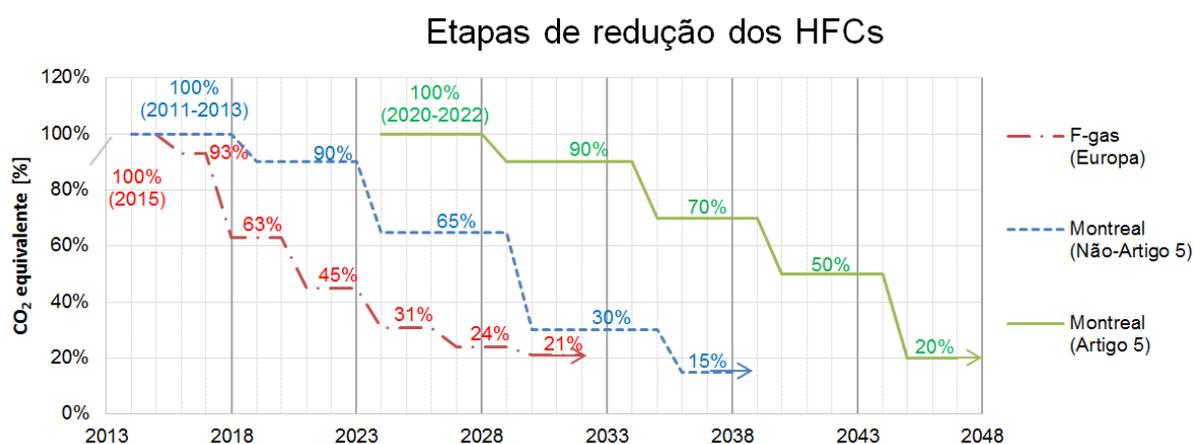


Figura 2-6 – Redução dos HFCs nas agendas do F-Gas e Protocolo de Montreal (2016).
Fonte: Adaptado de Amrane (2017) e UNEP (2016)

Nestes termos, o Brasil terá que promover uma redução de 80% na produção/comercialização de CO₂ equivalente em refrigerantes HFCs gradativamente até 2045.

2.3.2 Índices de Impacto Ambiental e de Segurança

O primeiro índice a ser utilizado neste trabalho é o Potencial de Depleção de Ozônio (ODP), que foi criado no protocolo de Montreal. Ele mede o quanto um composto pode danificar a camada de ozônio em relação ao CFC-11 (R11), que na época era o composto mais danoso à camada de ozônio. Esta medida é avaliada conforme a quantidade de cloro ou bromo nas moléculas e seu tempo de permanência na atmosfera.

O segundo índice é o Potencial de Aquecimento Global (GWP). Forster et al. (2007) apresentam como este índice é calculado, baseado na composição química da substância em comparação ao dióxido de carbono (CO₂), que foi adotado como o composto padrão com GWP igual a 1,0. Este índice também varia quanto à taxa de destruição dos compostos na atmosfera, sendo o modelo mais utilizado o padrão para 100 anos.

A respeito da segurança dos refrigerantes em geral, A Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar-condicionado (ASHRAE) definiu em sua norma 34-2013 grupos de segurança para fluidos de refrigeração, classificados quanto à sua inflamabilidade e toxicidade (GOETZLER et al. 2014), representados na Figura 2-7.

Diante disso, Goetzler et al. (2014) definem que a decisão sobre um refrigerante ideal para um sistema consiste na busca por seis características distintas, onde o refrigerante deve ser: não-tóxico, não-inflamável, ter zero potencial de diminuição de ozônio (ODP), zero GWP, uma faixa de pressão de trabalho aceitável e uma capacidade volumétrica apropriada à aplicação. Por este caminho, o mesmo autor mostra que os refrigerantes atuais são bons em algumas características, abrindo mão de alguma em específico, de forma que encontrar um refrigerante ideal para cada aplicação é um dos grandes desafios encontrados para o futuro dos HVACs (*Heating, Ventilation, and Air Conditioning Systems*).

GRUPOS DE SEGURANÇA

Crescente Inflamabilidade ↑	Alta Inflamabilidade	A3	B3
	Inflamabilidade Reduzida	A2	B2
		A2L	B2L
Sem propagação de chama	A1	B1	
		Toxicidade Reduzida	Alta Toxicidade
		→ Crescente Toxicidade	

Figura 2-7– Grupos de segurança da Norma 34-2013 da ASHRAE.
Fonte: Adaptado de ASHRAE (2013) apud Goetzler et al. (2014).

2.3.3 Composição dos refrigerantes

2.3.3.1 Substâncias Puras, misturas Zeotrópicas e Azeotrópicas

Um refrigerante pode ser um composto puro ou uma mistura. Compostos puros tem sua composição molecular bem definida e homogênea (SWEPE, 2015), podendo ser citado como exemplos os refrigerantes R32, R1234yf, R125 e R1234ze.

Por sua vez, uma mistura é chamada de azeotrópica quando se comporta como um composto puro e de zeotrópica quando se comporta de forma diferente. A principal diferença entre estes é ilustrada conforme a Figura 2-8, em que Bitzer (2014) apresentam o comportamento de uma mistura zeotrópica durante uma mudança de fase. Observa-se que a mudança de fase não ocorre à temperatura constante, em contraste à Figura 2-4. Isto acontece porque a própria composição do composto muda durante esta transição. Desta forma, misturas que apresentem um deslizamento de temperatura menor que 1°C são consideradas misturas “quase-azeotrópicas” ou “semi-azeotrópicas” (BITZER, 2014).

Ainda nestes termos, Bitzer (2014) indica que para possibilitar a comparação com substâncias puras, geralmente são consideradas temperaturas médias fixas

nos evaporadores e condensadores, apesar dos valores de superaquecimento e subresfriamento se tornarem mais distantes do real.

Pode-se dizer que no geral misturas azeotrópicas são mais eficientes que as zeotrópicas (KUNDU et al., 2014), por isto a prioridade para os novos fluidos refrigerantes que estão sendo pesquisados será para os fluidos azeotrópicos (GOETZLER et al., 2014).

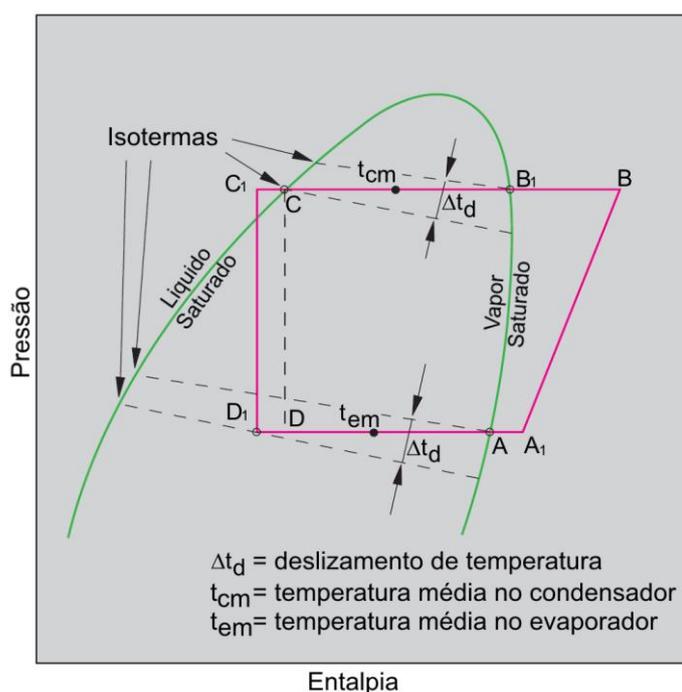


Figura 2-8 – Diagrama Pressão x Entalpia para uma mistura zeotrópica.
Fonte: Adaptado de Bitzer (2014).

2.3.3.2 Refrigerantes CFC, HCFC, HFC e HFO

Nesta seção, Manning (2017) indica os principais tipos de refrigerantes e suas propriedades.

A primeira geração de refrigerantes era constituída de compostos CFC (clorofluorcarbonetos), baseados em carbono e contendo cloro e flúor. Estes refrigerantes são conhecidos por terem alto ODP e GWP.

A segunda geração são os HCFC (hidroclorofluorcarbonetos), que surgiram para substituição imediata dos CFCs. Esses novos refrigerantes eram menos agressivos ao meio ambiente, mas ainda assim possuíam valores de ODP médio e GWP alto. O refrigerante R22 é o HCFC mais conhecido na área de refrigeração.

Por conseguinte, foi desenvolvida a terceira geração com os compostos HFC (hidrofluorcarbonetos), que chegaram a níveis zero de ODP, para substituir os CFCs e HCFCs, sendo substâncias baseadas em hidrogênio, flúor e carbono com ligações simples entre os átomos de carbono. Mesmo assim, ainda possuem índices de GWP de médio a alto. Os HFCs mais conhecidos são R32, R134a, e R410a.

A quarta e atual geração de refrigerantes são os HFO (Hidrofluorolefinas), que também são compostos à base de hidrogênio, flúor e carbono, mas com pelo menos uma ligação dupla entre os átomos de carbono. Ainda estão sendo desenvolvidos novos HFOs, mas existem diversos refrigerantes já em uso no setor comercial, entre eles estão os R1234yf, R1234ze e o R1233zd. Eles são caracterizados por terem zero ODP e baixo ou médio GWP, significando uma importante solução para a substituição dos HFCs.

2.3.4 Escolha dos refrigerantes a serem estudados.

O Instituto de Ar Condicionado, Aquecimento e Refrigeração (AHRI) lançou um programa de pesquisa cooperativa com a indústria para “identificar e avaliar refrigerantes alternativos promissores” (AMRANE, 2017), que foi intitulado Programa de Avaliação de Refrigerantes Alternativos (AREP).

Neste programa, assim como por Goetzler et al. (2014), foi identificado que para o fluido R410a não existem atualmente alternativas viáveis na classificação A1 (vide Figura 2-7) de segurança., porém foram identificados diversos fluidos alternativos na classificação A2L, que indica uma leve inflamabilidade.

Goetzler et al. (2014) indicam que fluidos naturais como o propano entraram novamente em discussão para aplicações específicas, pois a natureza inflamável está sendo questionada como elemento excludente destes fluidos, pois eles possuem baixos níveis de GWP e possuem uma eficiência relativamente boa se comparado ao R410a, assim como verificado pelo HFC R32. Portanto, estes dois fluidos (propano e R32) serão testados no ciclo VRF do presente trabalho.

Adicionalmente, o AHRI colocou em sua linha de pesquisa, na denominada Fase II de seus projetos, refrigerantes HFO que potencialmente serão os substitutos do R410a nas próximas décadas (AMRANE, 2017). Desta forma, estes fluidos também serão testados no ciclo VRF do presente trabalho. Suas propriedades serão

obtidas do programa REFPROP, em sua versão 9.1, que permite a inserção manual de novas misturas de refrigerantes.

A Tabela 1 resume a escolha dos refrigerantes e suas principais características, baseadas nas discussões deste capítulo.

É importante ressaltar que novos refrigerantes estão surgindo e que a seleção dos refrigerantes em estudo neste trabalho está limitada à base de dados do programa REFPROP, sendo que os fluidos terão suas misturas simuladas, de forma a prover os dados necessários para resolver o ciclo, podendo ocasionar em erros nos valores de pressão de saturação de vapor e líquido de até 15%.

Isto implica que alguns novos fluidos também não poderão ser testados pois ainda não há dados suficientes no programa para simular a mistura, como o AMOLEA 460X e 370Y2, que foram estudados por Nishiyama (2016), que se mostraram promissores substitutos ao R410a.

Tabela 1 – Características dos Fluidos refrigerantes selecionados

Nome Comercial	Nome ASHRAE	Fabricante	Composição (% Massa)	Grupo de Segurança	GWP (100 anos)
Genetron® AZ-20	R410a	Honeywell	R32/R125 (50/50)	A1	2088
Difluorometano	R32	Daikin	CH ₂ F ₂	A2	677
Propano	R290	-	C ₃ H ₈	A3	3
Opteon® XL55	R452B	Chemours	R32/R125/R1234yf (67/7/26)	A2L	676
Opteon® XL41	R454B	Chemours	R32/R1234yf (68.9/31.1)	A2L	467
ARM-71a	R459A	Arkema	R32/1234yf/1234ze(E) (68/26/6)	A2L	461
Solstice® L-41-1	R446A	Honeywell	R32/R1234ze(E)/R600 (68/29/3)	A2L	460
Solstice® L-41-2	R447A	Honeywell	R32/R1234ze(E)/R125 (68/28.5/3.5)	A2L	572
HPR2A	-	Mexichem	R-32/134a/1234ze(E) (76/6/18)	A2L	600

Fonte: Adaptado de Bitzer (2014), Goetzler et al. (2014) e Amrane (2017).

3 MODELAGEM MATEMÁTICA

Neste capítulo as equações para a análise de eficiência exergética do sistema proposto serão desenvolvidas, seguindo a abordagem de Yildiz (2015) para o sistema VRF e a de Padilla (2010) para a análise exergética.

As hipóteses utilizadas no modelo do ciclo são: ciclo em regime permanente; os efeitos de variações de energia potencial e cinética são desprezíveis; escoamento mássico constante; Queda de pressão e perdas de calor ao longo dos tubos são desprezíveis; Temperatura constante ao longo da superfície de controle; Transferência de calor uniforme ao longo da superfície de controle; não há alteração de entalpia ou pressão nos pontos de divisão ou mistura do fluido nos tubo; É admitido um subresfriamento de 5°C e um superaquecimento de 10°C; o refrigerante sai do condensador no estado de líquido saturado e do evaporador como vapor saturado; O processo de compressão é isentrópico com eficiência de 75%: $\eta_{comp} = 0,75$; $T_{evap} = 10^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond} = 50^{\circ}\text{C}$; $T_o = 25^{\circ}\text{C}$ e $p_o = 1 \text{ atm}$.

Os parâmetros que permanecerão constantes para todos os refrigerantes à serem testados serão: T_o , p_o , T_{evap} , T_{cond} , T_{sub} , T_{sup} , η_{comp} e as cargas térmicas dos evaporadores, $\dot{Q}_{evap,n}$.

A partir destas principais hipóteses, nas próximas seções serão apresentadas as equações e hipóteses adicionais para a resolução do modelo.

3.1 EQUAÇÕES DO SISTEMA VRF

A análise de um ciclo VRF, a priori, sempre se inicia com o dimensionamento das cargas térmicas. Tendo em vista que esta parte do processo não faz parte do escopo deste projeto, as mesmas hipóteses de Yildiz (2015) foram tomadas para o sistema, que são: O calor saindo dos evaporadores tem mesmo valor das suas respectivas cargas nominais; todas as unidades internas operam na mesma temperatura e pressão.

3.1.1 Vazão mássica de refrigerante e Diâmetro da tubulação

Com estas hipóteses e dados, é possível saber a vazão mássica necessária para se alcançar a transferência de calor desejada. A 1ª Lei da termodinâmica é aplicada sobre um volume de controle em um evaporador, resultando na seguinte equação:

$$\dot{m}_{evap,n} = \frac{\dot{Q}_{evap,n}}{(h_{evap,e} - h_{evap,i})} \quad (3.1)$$

Onde $h_{evap,e}$ e $h_{evap,i}$ são, respectivamente, a entalpia nas condições de saída e de entrada dos evaporadores. Com \dot{m} calculada para os evaporadores é possível obter-se valores para os pontos dos estados 3 a 27 através do princípio de conservação da massa, conforme pode ser visto na Figura 2-3 e expressado no conjunto de equações seguintes:

$$\begin{aligned} \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} & \quad \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} & \quad \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} \\ \dot{m}_{18} = \dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} & \quad \dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} = \dot{m}_{23} & \quad \dot{m}_5 = \dot{m}_4 = \dot{m}_3 \\ \\ \dot{m}_8 = \dot{m}_{24} = \dot{m}_{20} + \dot{m}_{23} & \quad \dot{m}_7 = \dot{m}_{25} = \dot{m}_{24} + \dot{m}_{17} \\ \dot{m}_6 = \dot{m}_{26} = \dot{m}_{25} + \dot{m}_{14} & \quad \dot{m}_5 = \dot{m}_{27} = \dot{m}_{26} + \dot{m}_{11} \end{aligned} \quad (3.2)$$

3.1.2 Propriedades termodinâmicas do ciclo

A análise das propriedades termodinâmicas se inicia no ponto 4, definido por estar na linha de saturação em T_{cond} . Todos os pontos até a entrada das válvulas são conhecidos pois a temperatura de subresfriamento é dada e por estarem na pressão do condensador. A consideração feita para a passagem pelas EEVs (Válvulas eletrônicas) é que este é um processo isoentálpico, ou seja:

$$h_m = h_{m+1} \quad (3.3)$$

Onde h_m é a entalpia do refrigerante na entrada de uma EEV. Os pontos subsequentes antes e depois dos evaporadores são então definidos, pois T_{evap} é dada e sabe-se da condição de vapor saturado na saída dos evaporadores. Desta forma, o ponto 1 é definido através da temperatura de superaquecimento e da pressão da linha de sucção

Seguindo este caminho, o ponto 2 pode ser conhecido pela relação de eficiência isentrópica da compressão:

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.4)$$

E conseqüentemente, considerando que $h_2 = h_3 = h_{28}$, os pontos 3 e 28 são definidos. A partir desta definição, é possível obter-se a vazão mássica dos pontos 1, 2 e 28 através de um balanço de energia em dois pontos: na entrada e na saída da tubulação do vapor de superaquecimento, conforme o sistema de eqs. (3.5).

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 h_1 &= \dot{m}_{28} h_{28} + \dot{m}_{27} h_{27} \\ \dot{m}_2 h_2 &= \dot{m}_{28} h_{28} + \dot{m}_3 h_3 \\ \dot{m}_1 &= \dot{m}_2 \end{aligned} \quad (3.5)$$

3.1.3 Carga térmica do condensador e Potência necessária ao compressor

O calor rejeitado para o ambiente pelo condensador (\dot{Q}_{cond}) é obtido pela eq. (3.6) ao se fazer um balanço de energia no mesmo:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (3.6)$$

De forma similar, a potência do compressor (\dot{W}_{comp}) é obtida por:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.7)$$

3.1.4 Eficiência energética do Ciclo

Conforme calculado por Lee (2010) o coeficiente de performance (COP) do ciclo pode ser calculado através da seguinte fórmula:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp}} \quad (3.8)$$

sendo que, conforme Shapiro et al., o valor máximo teórico pode ser calculado através do COP de uma máquina ideal (Carnot):

$$COP_{carnot} = \frac{T_{comp}}{T_{comp} - T_{evap}} \quad (3.9)$$

Portanto, Lee (2010) indica que a eficiência energética do ciclo pode ser obtida através da relação:

$$\eta_{ciclo} = \frac{COP}{COP_{carnot}} \quad (3.10)$$

3.2 EQUAÇÕES DA ANÁLISE DE EFICIÊNCIA EXERGÉTICA

A análise da eficiência exergética do sistema como um todo pode ser feita analisando cada parte do sistema em separado e depois somando as componentes resultantes (PADILLA, 2010). Para a solução deste modelo apenas os cinco componentes principais serão considerados como destruidores de exergia, que conforme dito anteriormente, são: compressor, condensador, evaporadores, EEVs e Válvula de superaquecimento.

A exergia destruída em um volume de controle pode ser encontrada através da eq. (2.6), que com a hipótese de regime permanente, é reduzida a:

$$\dot{i}|_{cv} = \left(1 - \frac{T_o}{T_s}\right) \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i a_{cv,i} - \sum_e \dot{m}_e a_{cv,e} = \dot{A}_{des}|_{cv} \quad (3.11)$$

Onde T_s é a temperatura na superfície de controle. A Exergia destruída do sistema total pode então ser avaliada aplicando a eq. (2.6) no compressor, condensador, evaporadores, EEVs e Válvula de superaquecimento, e então somando os resultados, conforme mostra a equação seguinte.

$$\dot{A}_{des}|_{total} = \dot{A}_{des}|_{comp} + \dot{A}_{des}|_{cond} + \dot{A}_{des}|_{evap} + \dot{A}_{des}|_{EEV} + \dot{A}_{des}|_{VSup} \quad (3.12)$$

Desta forma, a eficiência do ciclo pode ser calculada transformando a eq. (2.8) na seguinte equação:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{A}_{des}|_{total}}{\dot{A}_{entrada}} \quad (3.13)$$

Onde $\dot{A}_{entrada} = \dot{W}_{comp}$ para este sistema. Assim sendo, a análise seguinte consiste em aplicar a equação em cada componente isoladamente.

As EEVs são consideradas como passando por um processo adiabático, conforme definido anteriormente. Desta forma, a eq. (3.11) se reduz a:

$$\dot{A}_{des}|_{EEV} = \dot{m}(a_{EEV,i} - a_{EEV,e}) \quad (3.14)$$

A análise nos evaporadores, do condensador, compressor e Válvula de superaquecimento é também uma aplicação da eq. (3.11) que resulta na equações abaixo para os mesmos equipamentos, respectivamente:

$$\dot{A}_{des}|_{evap} = -\left(1 - \frac{T_o}{T_{evap}}\right) \dot{Q}_{evap} + \dot{m}_i a_{evap,i} - \dot{m}_e a_{evap,e} \quad (3.15)$$

$$\dot{A}_{des}|_{cond} = \left(1 - \frac{T_o}{T_{cond}}\right) \dot{Q}_{cond} + \dot{m}_i a_{cond,i} - \dot{m}_e a_{cond,e} \quad (3.16)$$

$$\dot{A}_{des}|_{comp} = -\dot{W}_{comp} + \dot{m}_i a_{comp,i} - \dot{m}_e a_{comp,e} \quad (3.17)$$

$$\dot{A}_{des}|_{VSup} = \dot{m}(a_{VSup,i} - a_{VSup,e}) \quad (3.18)$$

Utilizando-se das equações descritas neste capítulo, é possível resolver a equação (3.13) de forma direta a partir dos dados iniciais.

3.3 CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE A MUDANÇA DO REFRIGERANTE

Existem parâmetros que mudam significativamente com a mudança dos refrigerantes, e estes devem ser analisados em determinados pontos da simulação a ser discutida no próximo capítulo. Aqui serão discutidos os principais pontos que devem ser controlados no processo de simulação.

O modelo inicialmente opera a $T_{cond} = 50^{\circ}\text{C}$ e $T_{evap} = 10^{\circ}\text{C}$, produzindo um ciclo de alto rendimento para o refrigerante R410a. Estes valores podem produzir um rendimento maior ou menor dependendo das propriedades termodinâmicas dos refrigerantes que serão analisados.

Outro parâmetro de alta importância a ser analisado é a adequação do compressor. Os compressores são dimensionados para diferentes faixas de potência, pressão e vazão volumétrica. Desta forma, com a mudança do refrigerante a faixa de pressões pode alterar significativamente, podendo alcançar valores irreais para a potência e temperatura de descarga do compressor.

O diâmetro da tubulação também é um parâmetro sensível a essa mudança, pois seu dimensionamento se altera com o refrigerante escolhido. Porém, de acordo com as hipóteses adotadas neste trabalho, este fator não influenciará no ciclo.

3.3.1 Solução do ciclo proposto.

Inicialmente, será desenvolvido para um refrigerante, depois será expandido para abranger outros tipos de refrigerantes. O sistema será resolvido para os fluidos

escolhidos e os dados serão processados em forma de gráficos e tabelas para que uma análise mais apurada possa ser feita.

3.3.2 Análise dos dados e Efetivação dos Resultados

Após definido o processamento dos dados, os mesmos serão analisados e comparados entre si de forma a gerar uma conclusão sobre os objetivos propostos, analisando a performance exergética do sistema e de cada refrigerante, discorrendo sobre a escolha mais adequada em termos de eficiência, impacto ambiental e segurança.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 SOLUÇÃO DO CICLO PARA O REFRIGERANTE R410A

O ciclo foi resolvido para todos os refrigerantes conforme descrito nos capítulos anteriores. Os resultados para o fluido principal podem ser observados na Tabela 2:

Tabela 2 – Resultados do ciclo VRF para o refrigerante R410a							
T_{comp}	P_{alta}	P_{baixa}	\dot{m} [kg/s]	COP	η_{ciclo}	$\dot{A}_{des,total}$	ϵ
84,05°C	3070,6kPa	1086,6kPa	0,3624kg/s	2,56	36,11%	6,79kJ	66,15%

Fonte: Autoria Própria.

Pode-se observar que os resultados foram muito semelhantes aos obtidos por Yildiz (2015), confirmando que o ciclo está resolvido corretamente em seus pontos termodinâmicos. Observa-se que mesmo com as considerações propostas a eficiência do ciclo é baixa, pois foram considerados os trabalhos necessários para os evaporadores e o condensador. Uma análise mais apurada da exergia pode ser obtida através dos campos de destruição, conforme mostra a Figura 4-1:

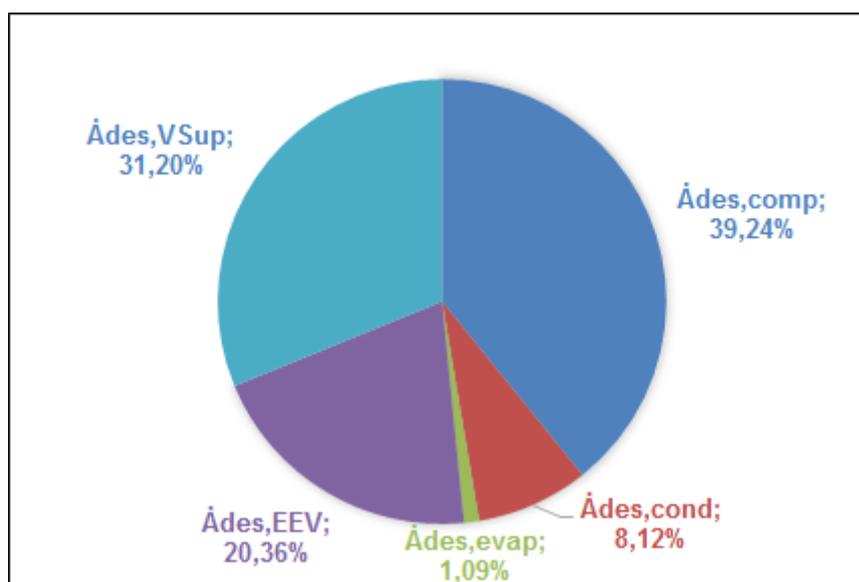


Figura 4-1- Campos de destruição de exergia no ciclo VRF para o fluido R410a.
Fonte: Autoria própria.

É possível observar que o campo que é mais responsável pela destruição da exergia é o compressor. Isto pode ser explicado porque foi adotado um rendimento

isentrópico relativamente conservador de 75%, o que inclui as perdas de calor ao ambiente. Na prática, estas perdas podem ser atenuadas ao se desenvolverem métodos de isolamento ou que mitiguem esta troca de calor, fazendo com que a eficiência do compressor seja mais elevada.

Pode-se notar que as válvulas de expansão (de superaquecimento e expansão eletrônica), quando somadas, são as maiores responsáveis pela destruição da disponibilidade de energia (exergia), com mais de 50% do total. Em especial, a válvula de superaquecimento é um elemento que em muitas análises energéticas é desconsiderado, porém neste ciclo pode-se demonstrar que para uma análise exérgica ela se faz um componente de grande impacto nos resultados.

Quanto ao condensador, pode-se pensar na implantação de aletas com maior eficiência em troca térmica, mantendo assim uma maior disponibilidade de energia no sistema. Os evaporadores, por sua vez, são os componentes que menos contribuem para a destruição de exergia no ciclo.

4.2 SOLUÇÃO PARA DEMAIS REFRIGERANTES

O Ciclo VRF em estudo também foi resolvido para os demais refrigerantes, e de forma comparativa os resultados serão apresentados e discutidos. Pode-se observar pela que as pressões dos fluidos R32 e R452B foram as mais próximas em relação ao R410a. Os outros fluídos atingiram patamares de pressão relativamente aceitáveis para o funcionamento do sistema sem maiores alterações. Porém apenas o fluido R290 obteve patamares de pressões distantes ao R410a em relação aos demais refrigerantes.

Um valor que merece atenção, mas não é preocupante para este ciclo foi o obtido pelo R32, de 101,08°C, pois existindo flutuações na temperatura este valor pode chegar aos valores máximos admitidos para o compressor. Os demais refrigerantes obtiveram valores de descarga acima daquele para o R410a, porém valores relativamente aceitáveis.

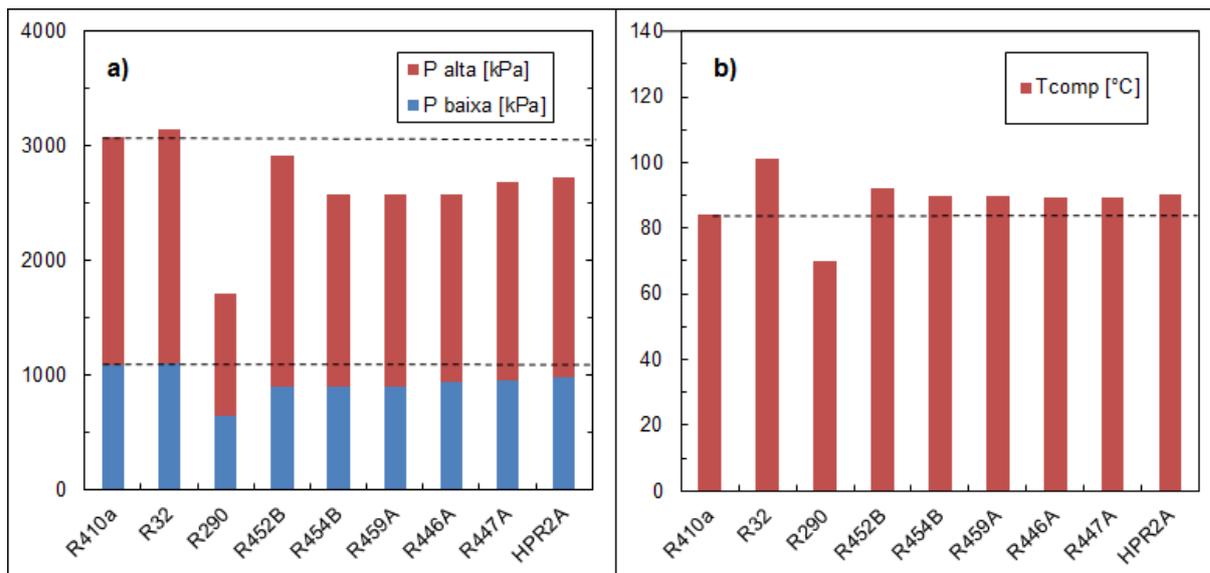


Figura 4-2- a) Pressões alta e baixa do ciclo b) Temperatura na descarga do compressor
Fonte: Autoria Própria

A vazão mássica é representada pela Figura 4-3. Pode-se observar que o comportamento da vazão mássica acompanha o comportamento das pressões do sistema representado na Figura 4-2-a). Portanto, da mesma forma, o fluido R452B seria mais adequado ao ciclo se comparado aos outros refrigerantes, caso o compressor não fosse de velocidade variável. Porém como este não é o caso, o compressor se adaptará aos valores de vazão dos outros fluidos.

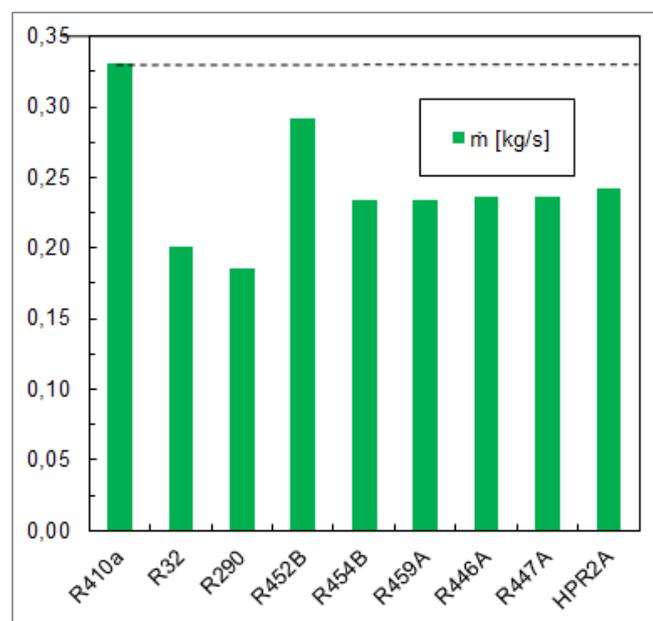


Figura 4-3 – vazões mássicas do ciclo no compressor
Fonte: Autoria Própria

Da Figura 4-4-a) é possível observar que todas as eficiências dos ciclos foram relativamente parecidas. Observa-se, também, que apenas o refrigerante

R452B obteve um valor menor quando comparado ao R410a. O valor de eficiência para os fluidos R32 e R290 se encontrou mais elevado porque a razão entre suas pressões de alta e baixa é menor, o que beneficia o trabalho necessário ao compressor.

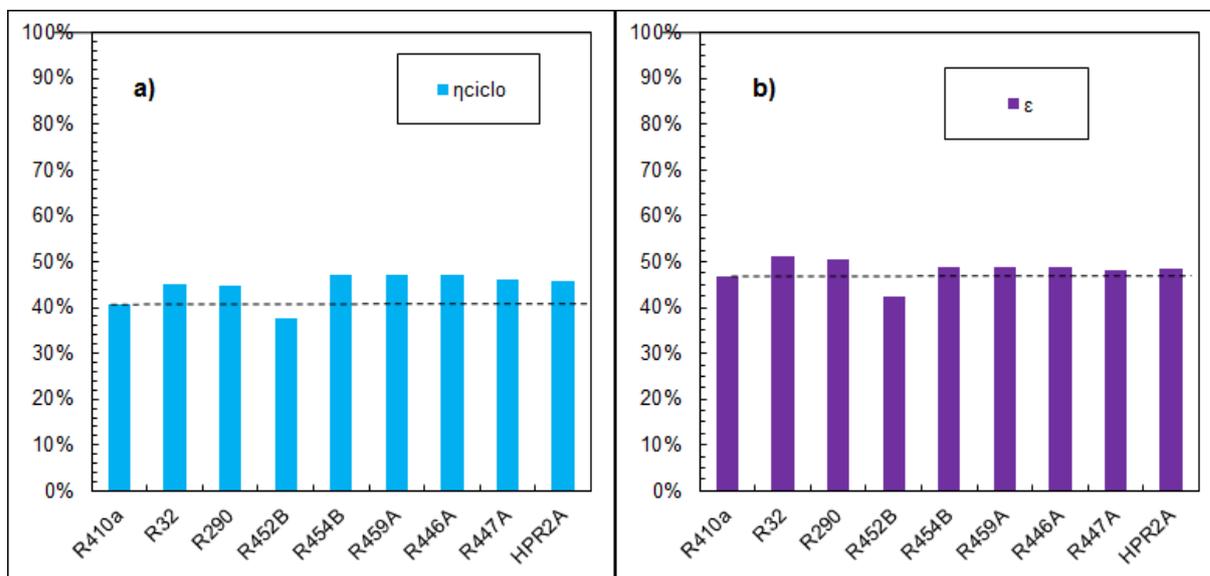


Figura 4-4- a) eficiências energéticas do ciclo b) eficiências exergéticas do ciclo
Fonte: Autoria Própria.

Porém pode-se observar pela Figura 4-4-b) que todos os refrigerantes HFO obtiveram valores muito similares ao R410a, mostrando que se forem dados como substitutos do R410a, a exergia seria, de modo prático, igualmente aproveitada no ciclo.

4.3 SUGESTÃO DE REFRIGERANTE SUBSTITUTO AO R410A

4.3.1 Refrigerante substituto quanto ao GWP e eficiência do ciclo

Olhando-se apenas para os parâmetros operacionais, não há uma real necessidade de substituição do R410a, pois as eficiências dos ciclos foram relativamente parecidas. Mas de acordo com a análise no capítulo 2.3, pela quantidade de GWP do R410a faz-se necessário essa substituição.

Porém, para não manter estes estudos como únicos parâmetros isolados, É necessária uma última análise para se encontrar um valor desejado de fluido substituto, onde espera-se que ele tenha uma eficiência do ciclo maior que o R410a e um valor de GWP abaixo de 20%, sendo esta a meta para o Brasil de redução até

2045. Os valores foram colocados juntos em um gráfico, mostrado na Figura 5.5, a seguir.

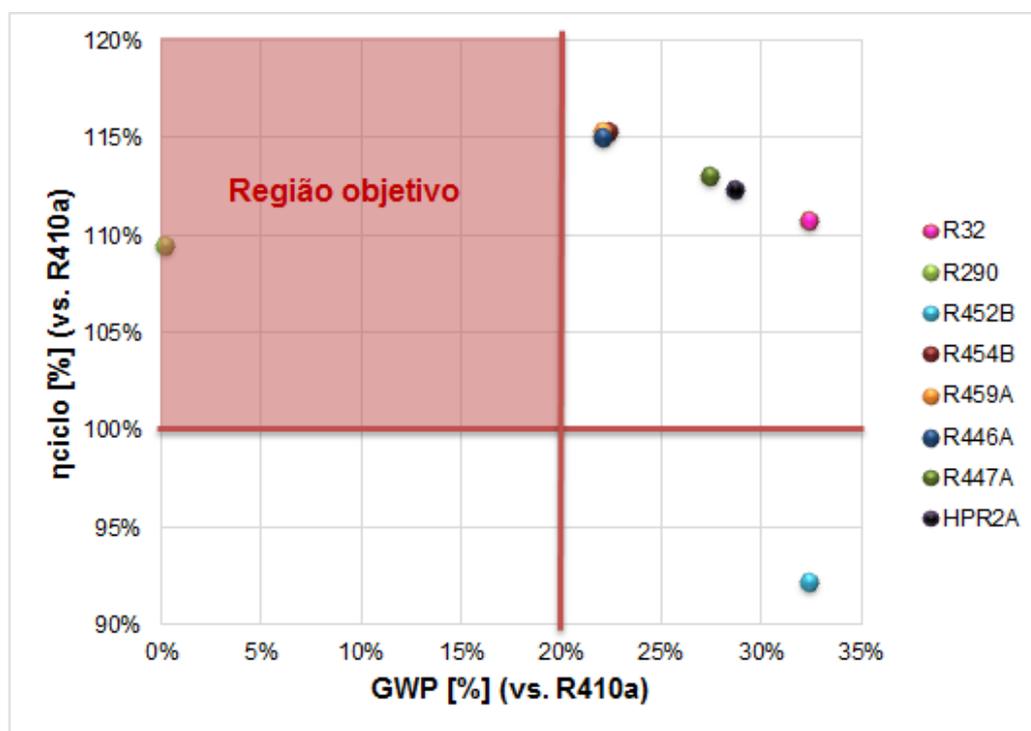


Figura 4-5 – Eficiência do ciclo e GWP dos demais refrigerantes comparados ao R410a
Fonte: Autoria própria

A Figura 4-5 mostra que o fluido que atingiu a região objetivo foi o propano (R290), porém nas seções anteriores observou-se que o mesmo não atingiu patamares de pressões que o configurasse como um refrigerante substituto ao R410a.

4.3.2 Refrigerante substituto quanto ao grupo de segurança ASHRAE

Outro aspecto está relacionado aos níveis de segurança. Esta é uma análise mais complicada de se aprofundar, pois seus parâmetros envolvem a instalação física em que o ciclo de refrigeração será instalado, envolvendo condições do sistema de refrigeração como um todo, o que foge do escopo do trabalho.

Mas para instalações comerciais em geral, as diretrizes e normas apresentadas no capítulo 2.3 viabilizam a utilização de refrigerantes nos níveis de segurança A2L. Isto desconfigura os refrigerantes R32 e R290 como substitutos ao R410a. O R290 em especial é um fluido altamente inflamável, o que o coloca como viável em aplicações muito restritas, mas não para a proposta deste trabalho.

4.3.3 Análise global da sugestão para um refrigerante substituto ao R410a

Seguindo as análises deste capítulo, as melhores sugestões para o fluido refrigerante serão os fluidos R459A, R454B e R446A, pois os três alcançaram valores muito próximos à região objetivo, além de se encontrarem em um nível de segurança aceitável (Grupo A2L). Porém, os demais refrigerantes HFO também são substitutos viáveis à substituição do R410a, apesar de neste ciclo obterem valores menos esperados que os três fluidos supramencionados, uma vez que promovem uma redução significativa quanto aos níveis de GWP e obtiveram um valor de eficiência relativamente próximo aquele apresentado pelo R410a.

5 CONCLUSÃO

- Os valores do ciclo foram obtidos para o refrigerante R410a e ficaram em conformidade com os valores do artigo base, validando os resultados.
- A solução do ciclo foi expandida para outros fluidos refrigerantes, cujas propriedades foram obtidas do REFPROP, e observou-se que apenas o fluido R290 obteve valores de pressão e temperatura relativamente distantes ao R410a, quando comparado aos demais refrigerantes.
- Os valores da eficiência energética obtido com todos os refrigerantes foram relativamente parecidos, apesar da diferença entre suas composições.
- Os valores da eficiência exergética obtido com os refrigerantes HFO foi relativamente igual ao obtido com o R410a. Os fluidos R32 e R290 obtiveram maiores valores, indicando que a disponibilidade de energia foi melhor aproveitada no ciclo.
- Os refrigerantes R459A, R454B e R446A apresentam valores de eficiência energética e exergética do ciclo, GWP e níveis de segurança mais próximos ao esperado como objetivo, sendo estes recomendados para a substituição do R410a para este ciclo proposto.
- Os demais refrigerantes HFO também se mostraram potenciais substitutos do R410a, sendo assim são dignos de se notar que para outras condições estes poderiam ser escolhidos como um substituto ao R410a.

REFERÊNCIAS

AFIFY, R. **Designing VRF Systems**. ASHRAE Journal, p. 52-55, Junho, 2008.

AHAMED, J. U. et al., **A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system**. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Vol. 15, p. 1593-1600, 2010.

AMRANE, K. **Everything You Need to Know About the Coming Changes in the Global, Federal, and State Refrigerant Landscape**. In: 12th IEA Heat Pump Conference. 2017, Rotterdam, Holanda. Disponível em: <<https://hpc2017.org/wp-content/uploads/2017/06/PO.02.pdf>> Acesso em: 13 jun. 18.

AYNUR, Tolga Nurettin. **Experimental and simulation evaluation of a multi-split type air conditioning system under steady-state and transient conditions**. 316 f. Tese (PhD em Engenharia Mecânica) – Istanbul Technical University, Istanbul, 2008.

AYNUR, T. N. **Variable refrigerant flow systems: A review**. Energy and Buildings Vol. 42, p. 1106-1112, 2010.

BATHIA, A., **HVAC Variable Refrigerant Flow Systems**, 2014. Disponível em: <<http://www.seedengr.com/Variable%20Refrigerant%20Flow%20Systems.pdf>> Acesso em: 28 out. 17.

BITZER, **Refrigerant Report 18**, 2014. DISPONÍVEL EM: <https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/a-501-18.pdf> Acesso em: 15 jun. 18.

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

DAIKIN AC (AMERICAS), INC. **VRV Systems Basic Operation Guide**. Carrollton: [39--], 39 p. 2008.

FORSTER, P. et al. **Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing, 2007**. Disponível em: <<https://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar4/wg1/ar4-wg1-chapter2.pdf>> Acesso em: 10 jun. 18.

GOETZLER, W. **Variable Refrigerant Flow Systems**. ASHRAE Journal, p. 24-31, Abril, 2007.

GOETZLER, W., et al., **Research & Development Roadmap for Next-Generation Low Global Warming Potential Refrigerants**. Burlington: U.S Department of Energy, 2014. (Nota Técnica).

GUO, Y. et al., **An enhanced PCA method with Savitzky-Golay method for VRF system sensor fault detection and diagnosis**. Energy and Buildings, Vol. 142, p. 167-178, 2016.

HEHNCAV, **Ar condicionados com sistema VRF estão aumentando participação no mercado**, 2012. Disponível em: < <http://www.arcondicionado.refrigeracao.net/ar-condicionado-com-sistema-vrf-estao-aumentando-participacao-no-mercado/>>
Acesso em: 25 out. 17.

KUNDU, A. et al. **Performance comparison of zeotropic and azeotropic refrigerants in evaporation through inclined tubes**. Procedia Engineering, Vol. 90, p. 452-458, 2014.

LI, Y. et al., **Modeling and energy simulation of the variable refrigerant flow air conditioning system with water-cooled condenser under cooling conditions**. Energy and Buildings, Vol. 41, p. 949-957, 2009.

LEE, T. S. **Second-Law Analysis to Improve the Energy Efficiency of Screw Liquid Chillers**. Entropy, Vol. 12, p. 375-389, 2010.

MANNING, R. **Refrigerant Types**, 2017. Disponível em: <<http://artikool.tripod.com/sitebuildercontent/sitebuilderfiles/differentrefrigerants1.pdf>>
Acesso em: 10 jun. 18.

MORAN, J. M. **Availability Analysis: A guide to efficient energy use**. 2a ed. New York: ASME PRESS, 1989.

MORAN, J. M., et al. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7a ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

PADILLA, M., **EXERGY ANALYSIS OF THE PERFORMANCE OF A VARIABLE REFRIGERANT FLOW (VRF) AIR CONDITIONING SYSTEM**. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration. Vol. 19, p. 57-68, 2010.

PEIXOTO, R. **FLUIDOS REFRIGERANTES COM BAIXO GWP – SITUAÇÃO ATUAL E TENDÊNCIAS**. In: SISTEMAS DE ÁGUA GELADA – PROGRAMA RASILEIO DE ELIMINAÇÃO DOS HCFCS, 50, 2016, Fortaleza, Brasil.

POLITO, R., **Brasil pode esgotar capacidade de transmissão de energia em 2019**, 2015. Disponível em: <<http://www.valor.com.br/financas/4233620/brasil-pode-egotar-capacidade-de-transmissao-de-energia-em-2019>> Acesso em: 25 out. 17

RAJENDRAN, R. **Mapping the Refrigerant Regulation Landscape**, 2015 Disponível em: <<https://www.emerson.com/en-us/news/commercial-residential/mapping-the-refrigerant-regulation-landscape>> Acesso em: 05 jun. 18.

REZENDE, O., **VRF: ligação das tubulações de cobre entre condensadores**, 2012. Disponível em: <<http://www.webarcondicionado.com.br/vrf-ligacao-tubulacoes-cobre-entre-condensadores-otto-rezende>> Acesso em: 25 out. 17

SCHINDLER, T. L. **What Would have Happened to the Ozone Layer if Chlorofluorocarbons (CFCs) had not been Regulated?**, 2009. Disponível em: <<http://svs.gsfc.nasa.gov/3586>> Acesso em: 14 jun. 18.

SONG, K. et al., **Development of an automatic calibration method of a VRF energy model for the design of energy efficient buildings**. Energy and Buildings, Vol. 135, p. 156-165, 2016.

SWEP. **Azeotropic/Zetropic refrigerants**, 2015. Disponível em: <<https://www.swep.net/refrigerant-handbook/5.-refrigerants/sd1/>> Acesso em: 10 jun. 18.

TOLMASQUIM, M. T., et al., **Demanda de Energia 2050**. Brasília: MME, 2016. (Nota Técnica, 13).

UNEP. **The Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer**, 2016. Disponível em: <<http://ozone.unep.org/sites/ozone/files/pdfs/Consolidated-Montreal-Protocol-November-2016.pdf>> Acesso em: 10 jun. 18.

WARK, K JR. **Advanced Thermodynamics for Engineers**. USA:McGraw-Hill: 1995.

YILDIZ, A. et al., **Determination of the economical optimum insulation thickness for VRF (variable refrigerant flow) systems**. Energy, Vol. 89, p. 835-844, 2015.

ZHOU, Y. P. et al., **Energy simulation in the variable refrigerant flow air-conditioning system under cooling conditions**. Energy and Buildings, Vol. 39, p. 212-220, 2007.

ZHOU, Y. P. et al., **Simulation and experimental validation of the variable-refrigerant-volume (VRV) air-conditioning system in EnergyPlus**. Energy and Buildings, Vol. 40, p. 1041-1047, 2008.

ZHU, Y. et al., **Generic simulation model of multi-evaporator variable refrigerant flow air conditioning system for control analysis**. International Journal of Refrigeration, Vol. 36, p. 1602-1615, 2013.