

Monografia de Graduação

SIMULAÇÃO DA PERFORMANCE DE UM CONDICIONADOR DE AR OPERANDO COM FLUIDO REFRIGERANTE R-410A EM SUBSTITUIÇÃO AO R-22

Thalis Igor Bezerra Ferreira

Natal, fevereiro de 2012

THALIS IGOR BEZERRA FERREIRA

**SIMULAÇÃO DA PERFORMANCE DE UM CONDICIONADOR DE
AR OPERANDO COM FLUIDO REFRIGERANTE R-410A EM
SUBSTITUIÇÃO AO R-22**

Trabalho de Conclusão de
Curso apresentado à
Universidade Federal do Rio
Grande do Norte – UFRN,
como requisito parcial para
obtenção do grau em
Engenharia Mecânica.

**ORIENTADOR: Prof. Dr. José
Ubiragi Lima de Mendes**

**NATAL - RN
2012**

SUMÁRIO

Lista de Tabelas
Lista de Figuras
Resumo
Abstract

<u>1. INTRODUÇÃO</u>	<u>1</u>
<u>2. ESTADO DA ARTE</u>	<u>6</u>
2.1 REFRIGERANTES PRIMÁRIOS	7
2.1.1. Compostos Hidrocarbonetos Halogenados	7
2.1.2. Compostos Inorgânicos	10
2.1.3. Compostos Hidrocarbonetos	10
2.1.4. Misturas Azeotrópicas e Zeotrópicas	11
2.2. CLASSIFICAÇÕES DOS REFRIGERANTES QUANTO AO NÍVEL DE TOXICIDADE E INFLAMABILIDADE SEGUNDO ASHARAE 34	14
2.3. COMPATIBILIDADE COM MATERIAIS	15
2.3.1. Interação com Óleo Lubrificante	16
2.4. REFRIGERANTES ALTERNATIVOS	17
2.4.1. Aplicação dos Refrigerantes Alternativos	19
2.5. CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	22
2.5.1. Descrição do Ciclo Básico de Refrigeração por Compressão de Vapor	22
2.5.2. Modelagem do Ciclo de Refrigeração Padrão por Compressão de Vapor	24
2.5.3. Diferenças entre o Ciclo Teórico e o Ciclo Real de Refrigeração por Compressão de Vapor	26
2.6. DA PROBLEMÁTICA DO R-22	28

2.6.1. Alternativos ao R-22.....	28
2.6.2. Aplicações dos Potenciais Substitutos ao R-22	30
2.6.3. Meio Ambiente e o R-22	31
2.6.4. Comparações entre Eficiências.....	32
2.7. SUBSTITUIÇÃO DO R-22 PELO R-410A.....	35
<u>3. MATERIAIS E MÉTODOS</u>	<u>38</u>
<u>4. RESSULTADOS E DISCUSSÕES</u>	<u>40</u>
4.1. VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO.....	40
4.2. VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO.....	45
4.3. ANÁLISE DO GRAU DE SUPERAQUECIMENTO	50
4.4. ANÁLISE DO GRAU DE SUB-RESFRIAMENTO	55
<u>5. CONCLUSÕES</u>	<u>61</u>
<u>6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</u>	<u>64</u>
<u>7. ANEXOS</u>	<u>65</u>
7.1. ANEXO I – SUBSTITUTOS DO R-22 (DUPONT).....	65
7.2. ANEXO II – BOLETIM DE INFORMAÇÕES SOBRE O PRODUTO	66
<u>8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</u>	<u>68</u>

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1. Designação de alguns compostos halogenados	9
Tabela 2.2. Designação de alguns compostos inorgânicos	10
Tabela 2.3. Designação de alguns hidrocarbonetos	10
Tabela 2.4. Exemplos de algumas misturas zeotrópicas	13
Tabela 2.5. Exemplos de algumas misturas azeotrópicas	13
Tabela 2.6. Classificação quanto à toxicidade e flamabilidade.....	15
Tabela 2.7. Classificação dos refrigerantes segundo ASHRAE	15
Tabela 2.8. Fluidos refrigerantes alternativos	20-21
Tabela 2.9. Potenciais substitutos do R-22.....	29
Tabela 2.10. Principais substitutos do R-22 de acordo com aplicação	31
Tabela 2.11. Propriedades ambientais do R-22 e de seus substitutos	32
Tabela 2.12. Comparação entre eficiências para condicionadores de ar e bombas de calor	34
Tabela 2.13. Comparação entre as eficiências para chillers com condensação a água	35
Tabela 3.1. Comparativo do ciclo <i>default</i> com os refrigerantes R-410A e R-22.	39
Tabela 4.1. Dados dos parâmetros do R-22 e do R-410A em função da variação da temperatura de evaporação.	40
Tabela 4.2. Dados dos parâmetros do R-22 e do R-410A em função da variação da temperatura de condensação.....	45
Tabela 4.3. Dados dos parâmetros do R-22 e do R-410A em função da variação da temperatura de superaquecimento.....	51
Tabela 4.4. Dados dos parâmetros do R-22 e do R-410A em função da variação da temperatura de sub-resfriamento.	56

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Cronograma de Eliminação do HCFC 22.....	3
Figura 2.1. Influência da Adição de Cl, F e H nos Refrigerantes.....	9
Figura 2.2. Curva de Pressão de Saturação em Função da Temperatura para o HCFC 22	11
Figura 2.3. Processo de Mudança de Fase a Pressão Constante de uma Mistura Zeotrópica Formada por Duas Substâncias	12
Figura 2.4. Representação esquemática do ciclo ideal de Refrigeração por Compressão de Vapor	23
Figura 2.5. Ciclo por Compressão de Vapor Ideal no Diagrama de Mollier.....	24
Figura 2.6. Diferença entre o Ciclo Teórico e o Real por Compressão de Vapor de Refrigeração.....	27
Figura 4.1. Gráfico da pressão versus entalpia para a variação das temperaturas de evaporação do R-22	41
Figura 4.2. Gráfico da pressão versus entalpia para a variação das temperaturas de evaporação do R-410A.....	41
Figura 4.3. Gráfico comparativo do Q_e [kJ/kg] versus T_e [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	42
Figura 4.4. Gráfico comparativo do Q_c [kJ/kg] versus T_e [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	42
Figura 4.5. Gráfico comparativo do COP versus T_e [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	43
Figura 4.6. Gráfico comparativo do W [kJ/kg] versus T_e [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	43
Figura 4.7. Gráfico comparativo do R_p versus T_e [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	44

Figura 4.8. Gráfico da pressão versus entalpia para a variação das temperaturas de condensação do R-22.....	46
Figura 4.9. Gráfico da pressão versus entalpia para a variação das temperaturas de condensação do R-410A	46
Figura 4.10. Gráfico comparativo do Q_e [kJ/kg] versus T_e [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	47
Figura 4.11. Gráfico comparativo do Q_c [kJ/kg] versus T_e [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	47
Figura 4.12. Gráfico comparativo do COP versus T_e [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	48
Figura 4.13. Gráfico comparativo do W [kJ/kg] versus T_e [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	48
Figura 4.14. Gráfico comparativo do R_p versus T_e [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	49
Figura 4.15. Gráfico da pressão versus entalpia para a variação do grau de superaquecimento do R-22	51
Figura 4.16. Gráfico da pressão versus entalpia para a variação do grau de superaquecimento do R-410A	52
Figura 4.17. Gráfico comparativo do Q_e [kJ/kg] versus T_{sh} [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	52
Figura 4.18. Gráfico comparativo do Q_c [kJ/kg] versus T_{sh} [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	53
Figura 4.19. Gráfico comparativo do COP versus T_{sh} [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	53
Figura 4.20. Gráfico comparativo do W [kJ/kg] versus T_{sh} [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	54
Figura 4.21. Gráfico comparativo do R_p versus T_{sh} [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	54
Figura 4.22. Gráfico da pressão versus entalpia para a variação do grau de sub-resfriamento do R-22	57

Figura 4.23. Gráfico da pressão versus entalpia para a variação do grau de sub-resfriamento do R-410A.....	57
Figura 4.24. Gráfico comparativo do Q_e [kJ/kg] versus T_{sc} [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	58
Figura 4.25. Gráfico comparativo do Q_c [kJ/kg] versus T_{sc} [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	58
Figura 4.26. Gráfico comparativo do COP versus T_{sc} [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	59
Figura 4.27. Gráfico comparativo do W [kJ/kg] versus T_{sc} [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	59
Figura 4.28. Gráfico comparativo do R_p versus T_{sc} [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.....	60

RESUMO

Este trabalho foi motivado pelas resoluções do Protocolo de Montreal, que prevêm a eliminação gradativa do R-22 e, conseqüentemente, impõem a necessidade da realização de estudos sobre a performance de fluidos alternativos ecologicamente aceitáveis nos sistemas de refrigeração e seus componentes. Até o momento, as pesquisas e as referências bibliográficas indicam a utilização de misturas zeotrópicas e quase-azeotrópicas como a melhor alternativa para substituição do HCFC 22. Deste modo, o trabalho apresenta resultados de várias simulações utilizando o software de refrigeração “Coolpack”. Foram realizadas simulações para um ciclo de refrigeração por compressão de vapor de simples estágio considerando-se os fluidos refrigerantes R-22 e R-410A e comparando os valores de seus respectivos coeficiente de performance “COP”. Também foram analisados os efeitos sobre o “COP” devido às variações das seguintes variáveis operacionais: (i) temperaturas de evaporação e de condensação; (ii) grau de superaquecimento; (iii) grau de sub-resfriamento. Por fim, pode-se indicar que o R-410A é o melhor candidato a substituir o R-22 em sistemas de refrigeração de pequena e média temperatura, porém, sua substituição só pode ser feita apenas em novos equipamentos, não podendo adotar o *retrofit* como alternativa imediata.

Palavras-chave: Protocolo de Montreal, R-22, R-410A, COP, Simulação.

ABSTRACT

This work was motivated by the resolutions of Montreal Protocol, which predict the gradual elimination of R-22 and, consequently, impose the need for studies on the performance of ecologically acceptable fluids in refrigeration systems and their components. To date, research and references indicate the use of zeotropic and near azeotropic as the best alternative to replace R-22. Thus, the paper presents results of several simulations using the software cooling "Coolpack". Simulations were conducted for a compression cycle single stage considering the refrigerants R-22 and R-410 and comparing the values of their coefficient of performance "COP". We also analyzed the effects on the "COP" due to variations of the following variables: (i) temperatures of evaporation and condensation; (ii) degree of overheating; (iii) degree of overcooling. Finally, you may indicate that R-410A is the best candidate to replace R-22 refrigeration systems in small and medium-temperature, however, its replacement can only be made only on new equipment and cannot adopt the retrofit as a viable alternative.

Keywords: Montreal Protocol, R-22, R-410A, COP, Simulation.

SIMULAÇÃO DA PERFORMANCE DE UM CONDICIONADOR DE AR OPERANDO COM FLUIDO REFRIGERANTE R-410A EM SUBSTITUIÇÃO AO R-22

1. INTRODUÇÃO

A história de um dos maiores problemas ambientais da atualidade, a nível global, a destruição da camada de ozônio da estratosfera (região situada entre 15 km e 50 km de altitude), teve início em 1930, quando o Químico Thomas Midgley Jr. dos Laboratórios de Pesquisa da General Motors nos Estados Unidos, foi solicitado a desenvolver um novo composto de refrigeração que não fosse tóxico, nem inflamável e apresentasse estabilidade química (TANIMOTO; SOARES, 1999). Naquela oportunidade, os gases utilizados nas geladeiras eram o dióxido de carbono (CO_2) e a amônia (NH_3). O resultado do trabalho levou à produção, já a partir de 1931, dos hidrocarbonetos halogendos, conhecido atualmente como CFC-12 (diclorodifluormetano) e a partir de 1934 teve início a produção de CFC-11 (triclorofluormetano). Nos anos seguintes, os CFCs provaram ser os compostos ideais para muitas aplicações e, não seria exagero afirmar que, muito do moderno estilo de vida do Século XX só foi possível devido à utilização, em larga escala, destes produtos.

A Camada de Ozônio evita uma maior incidência de radiação ultravioleta na superfície terrestre protegendo os seres vivos dos efeitos nocivos deste tipo de radiação proveniente do sol. (ROWLAND; MOLINA 1974).

Para tentar amenizar esses efeitos e evitar outros piores, algumas medidas já foram tomadas no intuito de reverter ou mesmo diminuir a agressão à Camada de Ozônio da atmosfera terrestre. Entre elas, as mais importantes foram a Convenção de Viena e o Protocolo de Montreal (TANIMOTO; SOARES, 1999). O primeiro passo foi dado com a Convenção de Viena, realizado em 1985, quando o mundo tomou conhecimento da existência de um buraco na camada de ozônio situada sobre a Antártida, onde vinte nações concordaram em tomar medidas apropriadas para proteger o meio ambiente

contra os efeitos adversos resultantes de atividades humanas que modificam a Camada de Ozônio. O principal objetivo da Convenção de Viena foi encorajar a pesquisa e provocar uma cooperação geral entre os países a trocar informações sobre o assunto. Posteriormente, em 1987, 25 países assinaram o Protocolo de Montreal sobre as Substâncias que Destroem a Camada de Ozônio – Seus e em 1989, 29 países ratificaram o acordo que determinava a redução de produção e uso do CFC pela metade até o ano 2000 e a completa paralisação até 2010. Hoje já são mais de cento e setenta países que ratificaram o protocolo (FERNANDES, 2006).

O Brasil aderiu à Convenção de Viena e ao Protocolo de Montreal em 19 de março de 1990. Uma resolução do Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA) estabeleceu como data limite, o ano de 2007, para banir as importações de CFCs, produto este que não é mais produzido no país desde 1999.

Hidroclorofluorcarbonos da forma do R-22 causam menos danos à camada de ozônio. Contudo, estes ainda contêm cloro em sua molécula que ao ser liberada na estratosfera interfere nas ligações químicas do ozônio. O HCFC 22 é um dos compostos halogenados a ser eliminado, utilizados principalmente em sistemas de ar condicionado e bombas de calor, para o qual foi estabelecido um cronograma de eliminação mostrado na Fig. 1 (FIORELLI, 2000).

As pesquisas, até o momento, não encontraram uma substância pura da família dos fluorcarbonos que pudesse ser utilizada para a substituição do HCFC 22 sem a necessidade de grandes modificações no projeto dos sistemas de pequeno porte. A solução técnica mais adequada no momento para essa família de equipamentos é a utilização de misturas de fluidos refrigerantes zeotrópicas ou quase azeotrópicas.

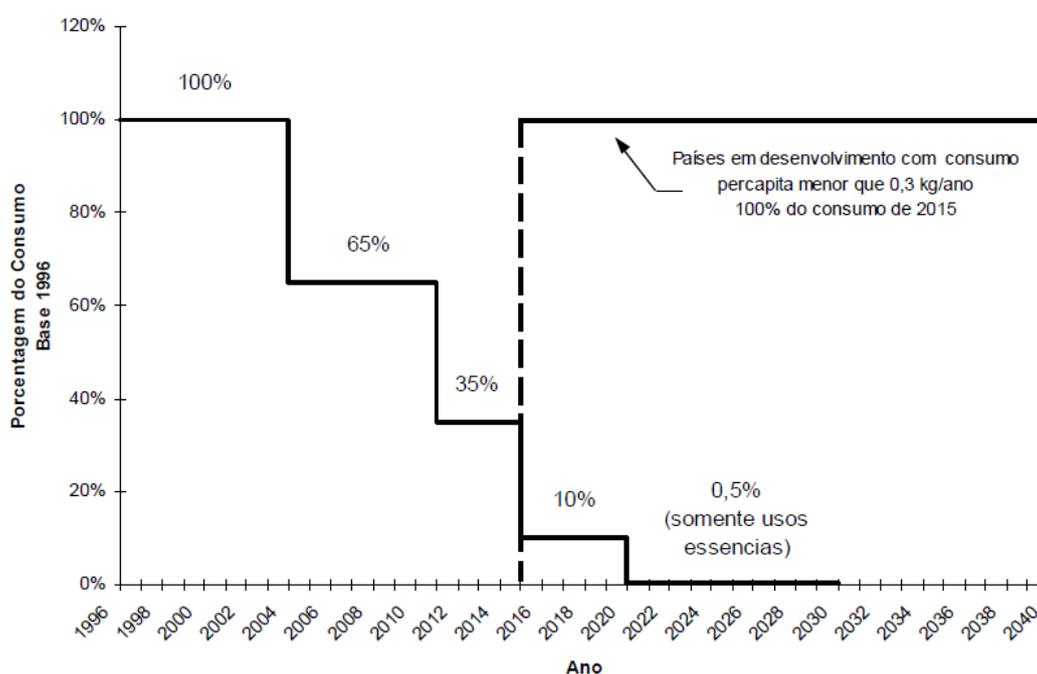


Figura 1.1. Cronograma de Eliminação do HCFC 22
(Protocolo de Montreal – Revisão de Viena, 1995).

As misturas azeotrópicas possuem comportamento similar à das substâncias puras durante a mudança de fase de líquido para vapor e vice-versa. As misturas zeotrópicas apresentam comportamento anômalo, pois suas temperaturas de evaporação e de condensação variam durante o processo de mudança de fase, embora mantida as pressões constantes. (MEDEIROS; BARBOSA, 2009).

Segundo FIORELLI (2000), um levantamento feito pelo *International Institute of Refrigeration* (IIR, 1998) mostrou que os fabricantes de compressores e de unidades de ar condicionado de pequeno e médio porte estão utilizando, como alternativa ao HCFC 22, principalmente o R-407C, uma mistura zeotrópica de HFC 32, HFC 125 e HFC 134a (23%/25%/52% em base mássica), o R-410A, uma mistura quase azeotrópica de HFC 32 e HFC 125 (50%/50% em base mássica) e o HFC 134A (uma substância pura), esta última para algumas faixas específicas de operação.

Em setembro de 2007, quando se comemorava os 20 anos de sucessos do Protocolo de Montreal, uma nova decisão histórica foi tomada pelo conjunto dos países signatários. Com o fim dos CFC's, previsto para 2010, decidiu-se

pelo início do processo de substituição dos HCFC's já em 2013, antecipando em dez anos o prazo previsto pelo Protocolo de Montreal para o abandono destes gases. Além dos benefícios para a recomposição da Camada de Ozônio, objetivo do Protocolo, a medida traz também um enorme benefício para o regime climático, dado o acentuado Potencial de Aquecimento Global (GWP) dos HCFC's (SILVA; ALMEIDA, 2010).

Um dos HCFCs a ser eliminados é o HCFC 22, utilizado principalmente em sistemas de ar condicionado e bombas de calor, cujo cronograma prevê uma redução progressiva e eliminação completa até 2020 em países desenvolvidos. Os países em desenvolvimento (entre os quais o Brasil se inclui) têm um prazo de carência de dez anos para cumprir esse prazo.

Ao longo de seus 20 anos, a eliminação dos CFC's contribuiu significativamente para que se evitasse a emissão de bilhões de toneladas de CO₂ equivalente e pode continuar a fazê-lo com uma relação custo-benefício das mais favoráveis. Somente no Brasil, a antecipação do prazo de eliminação dos CFCs determinada pela Resolução 267/2000 do CONAMA evitou o consumo de 36,5 mil toneladas de CFCs, o que equivale, quanto ao seu efeito para o aquecimento global, a 360 milhões de toneladas de CO₂. A título de comparação, o Proálcool, o mais bem sucedido programa de combustíveis renováveis do mundo, evitou entre 1975 a 2005 a emissão de 650 milhões de toneladas de CO₂. Antecipar os prazos de abandono de HCFCs significará novos ganhos (SILVA; ALMEIDA, 2010).

Os sistemas de refrigeração mais utilizados nas instalações comerciais e industriais operam segundo ciclos de refrigeração por compressão à vapor e utilizam refrigerantes do tipo “Cloro-Fluor-Carbono - CFC” (R-11, R-12 e R-13), “Hidro-Cloro-Fluor-Carbono - HCFC” (R-22, R-123), “Hidro-Fluorcarbono - HFC” (R-134a, R-152a, R-23) e amônia (R-717). Os CFCs contribuem para a destruição da camada de ozônio e sua oferta foi praticamente banida do mercado. Estes refrigerantes apresentam os maiores índices de destruição da camada de ozônio “ODP” (*Ozone Depleting Potential*) e também possuem os maiores potenciais para causar aquecimento global da atmosfera “GWP” (*Global Warming Potential*). Os refrigerantes “HCFCs” (R-22) e o “HFC” (R-134a) são livres de cloro e isto lhes confere baixos índices “ODP”, entretanto,

esses refrigerantes apresentam índices elevados de “GWP”. Outros fluidos refrigerantes que estão sendo utilizados atualmente são as misturas de refrigerantes azeotrópicas e não-azeotrópicas. Essas misturas geralmente apresentam boas propriedades termodinâmicas e baixos índices de “ODP”, embora tenham altos índices de “GWP” (NETO et al., 2006).

Este trabalho foi motivado pelas resoluções do Protocolo de Montreal, que prevêem a eliminação gradativa do R-22 e, conseqüentemente, impõem a necessidade da realização de estudos sobre a performance de fluidos alternativos ecologicamente aceitáveis nos sistemas de refrigeração e seus componentes. Até o momento, as pesquisas e as referências bibliográficas indicam a utilização de misturas zeotrópicas e quase-azeotrópicas como a melhor alternativa para substituição do HCFC-22.

Deste modo, o trabalho apresenta resultados de várias simulações utilizando o software de refrigeração “Coolpack”. Foram realizadas simulações para um ciclo de refrigeração por compressão à vapor de simples estágio considerando-se os fluidos refrigerantes R-22 e R-410A e comparando os valores de seus respectivos coeficiente de performance “COP”.

Também foram analisados os efeitos sobre o “COP” devido às variações das seguintes variáveis operacionais; (i) temperaturas de evaporação e de condensação; (ii) grau de superaquecimento; (iii) grau de sub-resfriamento. Através desse trabalho de análise é possível obter conclusões sobre o comportamento geral de um sistema de refrigeração e dos fluidos refrigerantes que nele são utilizados.

2. ESTADO DA ARTE

O fluido de trabalho em um sistema de refrigeração é denominado refrigerante.

Os refrigerantes são substâncias químicas responsáveis pelo transporte de energia em um ciclo de refrigeração, onde o calor é absorvido pelo refrigerante em um local e rejeitado em outro.

Segundo KOTCH e NETO (2009), algumas características desejáveis para um refrigerante estão listadas abaixo:

- Pressão de vaporização não muito baixa, com o objetivo de evitar vácuo elevado no evaporador e baixa eficiência volumétrica no compressor;
- Pressão de condensação não muito alta, favorecendo uma maior eficiência volumétrica no compressor, assim como garantindo uma maior segurança do sistema;
- Elevado calor latente de vaporização, reduzindo a vazão de refrigerante para uma dada capacidade de refrigeração;
- Baixo volume específico da fase vapor, permitindo uma baixa vazão volumétrica para uma dada capacidade de refrigeração;
- Alta condutibilidade térmica, favorecendo a transferência de calor;
- Baixa viscosidade, acarretando em menores perdas de carga;
- Ser estável e inerte, não sofrendo alteração química e evitando reação com outros materiais;
- Não ser tóxico, estimulante inflamável e explosivo, garantindo, assim, a segurança das pessoas e animais em caso de vazamentos;
- Não ser prejudicial ao meio ambiente, preservando a camada de ozônio e minimizando o aquecimento global.

É impossível que um único fluido se enquadre em todos os quesitos acima, então, diferentes fluidos são considerados.

Os refrigerantes podem ser classificados como primários ou secundários. Os refrigerantes primários são geralmente utilizados em sistemas de compressão a vapor. Já os secundários são líquidos usados para transportar energia térmica à baixa temperatura de um local para o outro. Outros nomes para esses refrigerantes são anticongelantes e salmouras.

(MIRANDA, 2008). Os refrigerantes secundários não serão discutidos neste trabalho.

Os refrigerantes mais comuns são os hidrocarbonetos fluorados, porém outras substâncias em grande número também funcionam como refrigerantes, incluindo muitos compostos inorgânicos e hidrocarbonetos.

2.1. REFRIGERANTES PRIMÁRIOS

A norma ASHRAE *Standard 34 (Designation and Safety Classification of Refrigerants)* lista mais de 100 refrigerantes, embora vários não sejam de uso regular em refrigeração comercial.

Os refrigerantes primários se dividem nos seguintes grupos principais:

- Compostos Halocarbônicos ou Hidrocarbonetos Halogenados;
- Compostos Inorgânicos;
- Hidrocarbonetos;
- Misturas Azeotrópicas e Zeotrópicas.

2.1.1. Compostos Hidrocarbonetos Halogenados

Ainda de acordo com a ASHRAE *Standard 34*, os hidrocarbonetos halogenados são compostos formados por hidrogênio, carbono e um ou mais dos seguintes elementos da família química dos halogênicos: cloro, flúor ou bromo. A nomenclatura é composta, basicamente, por um nome (ou pela letra R) e um número. A numeração dos hidrocarbonetos halogenados segue as seguintes regras:

1 – O primeiro dígito representa o número de átomos de carbono (C) do composto, menos um. Assim os derivados de metano terão, como primeiro dígito, o zero, enquanto que os derivados de etano terão o número um.

2 – O segundo dígito representa o número de átomos de hidrogênio (H) do composto, mais um, indicando a combustibilidade do refrigerante.

3 – O terceiro dígito representa o número de átomos de flúor (F) do composto.

4 – Nos casos onde o bromo está presente, no lugar de parte ou de todo o cloro, as mesmas regras são aplicadas. A exceção é que a letra B, após a designação do número de átomos de carbono, hidrogênio e flúor, indica a presença de bromo. O número de átomos de carbono, hidrogênio e flúor, indica a presença de bromo. O número imediatamente depois da letra B indica o número de átomos de bromo (Br) do composto.

Os compostos halogenados podem ser subdivididos em:

- Completamente halogenados (CFC's) – não possuem átomos de hidrogênio;
- Parcialmente halogenados (HCFC's e HFC's).

A nomenclatura CFC é uma abreviação de Cloro-Flúor-Carbono, principais elementos que compõem estes fluidos refrigerantes. Como a sigla CFC sempre esteve muito ligada à destruição da camada de ozônio, o principal objetivo da utilização desta nomenclatura é informar ao usuário destas substâncias que elas destroem a camada de ozônio. Portanto, devem ser manuseadas de modo a evitar ou minimizar desperdícios e/ou liberação para a atmosfera. Os CFC's são utilizados em: ar condicionado automotivo, refrigeração comercial, refrigeração doméstica (refrigeradores e freezers) etc.

Para converter ou substituir um equipamento operado com CFC foram criados dois tipos de refrigerantes alternativos: HCFC's e HFC's (FERRAZ, 2008).

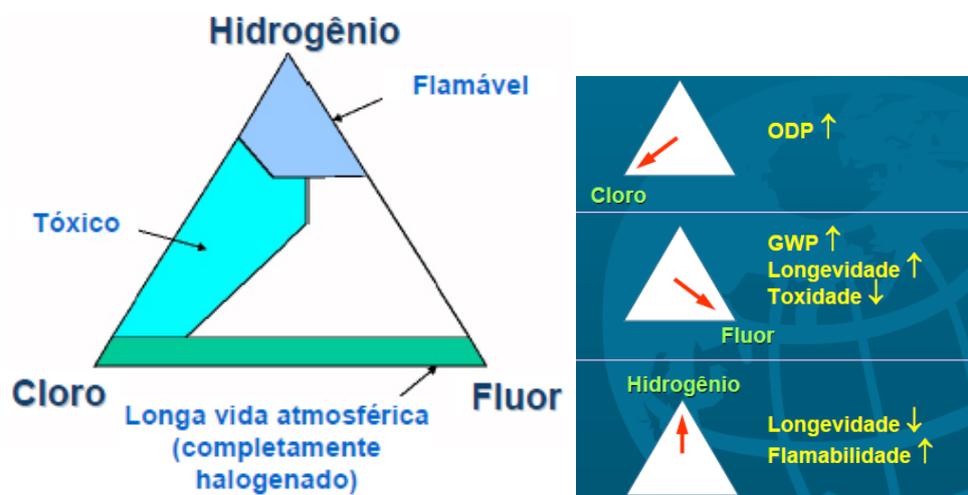
HCFC é a sigla do termo Hidro-Cloro-Flúor-Carbono, substâncias menos agressivas do que CFC's em relação à camada de ozônio. No HCFC um átomo de cloro foi substituído por um hidrogênio, que é inofensiva a camada de ozônio. Os HCFC's estão presentes em ar condicionado de janela, split, câmaras frigoríficas e etc. Já o HFC é a abreviação de Hidro-Flúor-Carbono, e HC é a abreviação de Hidro-Carbono, ambas substâncias são inofensivas à camada de ozônio, porque não tem cloro nas suas composições (PIMENTA, 2011).

As designações numéricas, os nomes químicos e as fórmulas químicas de alguns dos membros são mostrados na Tab. 2.1.

Tabela 2.1. Designação de alguns compostos halogenados (PIMENTA, 2011).

Nome	Designação Numérica	Fórmula Química
Tricloromonofluormetano	11	CCl_3F
Diclorodifluormetano	12	CC_2F_2
Monoclorotrifluormetano	13	CCIF_3
Monoclorodifluotmetano	22	CHCIF_2
Cloreto de Metila	40	CH_3Cl
Triclorotrifluormetano	113	$\text{CCl}_2\text{FCCIF}_2$
Diclorotetrafluormetano	114	$\text{CCIF}_2\text{CCIF}_2$
Tetrafluoretano	R134a	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$

Os efeitos na adição de Cloro, Flúor e Hidrogênio nos refrigerantes são mostrados na Fig. 2.1 abaixo:

**Figura 2.1.** Influência da adição de Cl, F e H nos refrigerantes (PIMENTA, 2011).

2.1.2. Compostos Inorgânicos

Muitos dos primeiros refrigerantes eram compostos inorgânicos e alguns mantiveram sua proeminência até o presente, como a Amônia. Outros, que haviam caído em desuso, ganharam importância novamente após o Protocolo de Montreal, como é o caso do CO₂.

Segundo a norma internacional ASHRAE *Standard* 34, os principais refrigerantes inorgânicos estão representados na Tab. 2.2. O primeiro dígito indica ser um composto inorgânico e os dois últimos indicam o peso molecular.

Tabela 2.2. Designação de alguns compostos inorgânicos (PIMENTA, 2011).

Nome	Designação Numérica	Fórmula Química
Amônia	717	NH ₃
Água	718	H ₂ O
Ar	729	
Dióxido de Carbono	744	CO ₂
Dióxido de Enxofre	764	SO ₂

2.1.3. Compostos Hidrocarbonetos

Muitos hidrocarbonetos são adequados como refrigerantes especialmente para operações nas indústrias de petróleo e petroquímica. Segundo a norma internacional ASHRAE *Standard* 34, os principais compostos hidrocarbonetos estão representados na Tab. 2.3. O primeiro dígito indica ser um composto inorgânico e os dois últimos indicam o peso molecular.

Tabela 2.3. Designação de alguns hidrocarbonetos (PIMENTA, 2011).

Nome	Designação Numérica	Fórmula Química
Metano	R50	CH ₄
Etano	R170	C ₂ H ₆
Propano	R290	C ₃ H ₈
Butano	R600	C ₄ H ₁₀
Isobutano	R600a	C ₄ H ₁₀
Propileno	R1270	C ₃ H ₆

2.1.4. Misturas Azeotrópicas e Zeotrópicas

Quando uma substância pura sofre um processo de mudança de fase líquida para fase vapor, a sua temperatura (ou pressão) permanece constante durante essa mudança, desde que a pressão (ou a temperatura) também permaneça constante. A relação entre a pressão e a temperatura no processo é dada pela curva de pressão de saturação, mostrada na Fig. 2.2 para o HCFC 22.

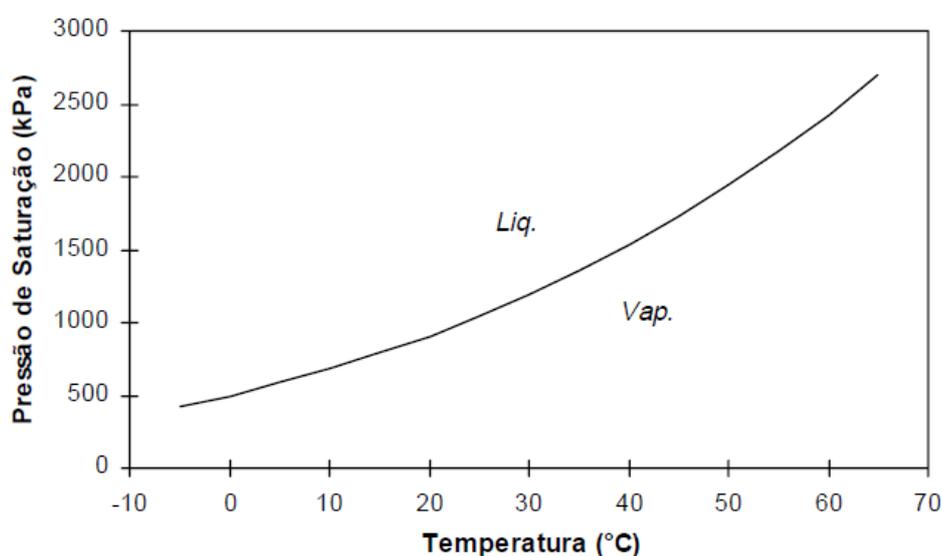


Figura 2.2. Curva de pressão de saturação em função da temperatura para o HCFC 22 (FIORELLI, 2000).

Contudo, quando se tem uma mistura de fluidos refrigerantes mudando de fase, passa a existir uma dependência entre a composição de cada fase e a pressão de saturação em uma temperatura (ou a temperatura de saturação em uma dada pressão).

Como durante o processo de mudança de fase a composição das fases líquida e vapor são diferentes, haverá uma variação da pressão (ou temperatura) de saturação durante o processo, conforme pode ser visto na Fig. 2.3, que mostra o processo de mudança de fase a pressão constante para uma mistura bifásica genérica. As misturas que se comportam de acordo com essa

tendência geral são chamadas de **Zeotrópicas** (também conhecida como misturas não azeotrópicas). Alguns exemplos dessas misturas estão mostradas na Tab. 2.4 (SILVA, 2009).

A Figura 2.3 mostra o que ocorre em um processo de vaporização de uma mistura de dois componentes genéricos. Partindo do ponto 1, o líquido subresfriado é aquecido até atingir o ponto 2, onde se atinge a condição de saturação e se forma a primeira bolha de vapor no interior do líquido. Essa primeira bolha de vapor formada tem uma composição diferente da composição nominal da mistura. Isso se deve a volatilidade diferenciada dos componentes da mistura.

À medida que o processo prossegue, a composição das fases líquida e vapor vão variando. Num dado ponto 3 intermediário, tanto a composição do líquido quanto a do vapor são diferentes da composição nominal da mistura. No ponto 4 tem-se a vaporização da última gota de líquido ainda presente. Nesse ponto, o vapor saturado tem a composição nominal da mistura. Finalmente, o processo continua até o ponto 5, onde se tem vapor superaquecido (SILVA, 2009).

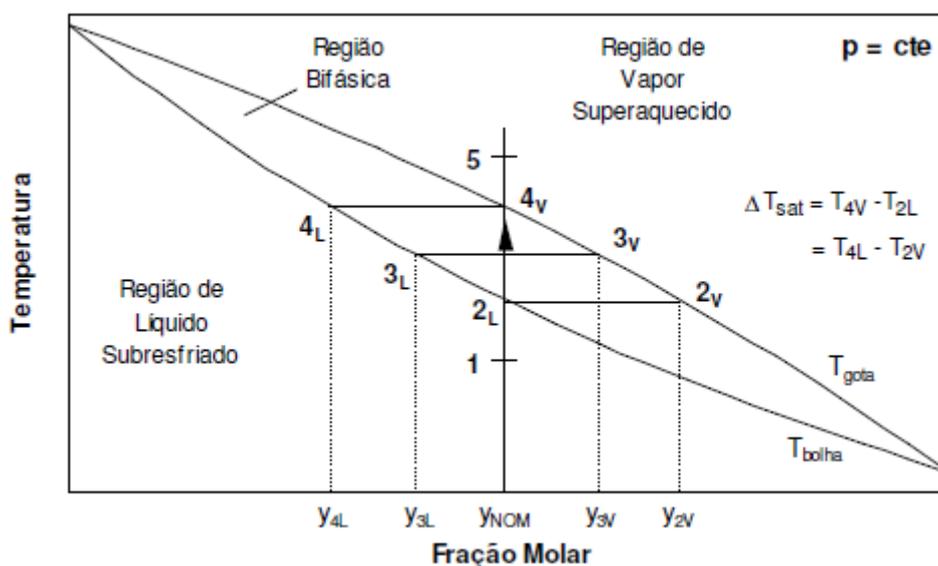


Figura 2.3. Processo de mudança de fase a pressão constante de uma mistura zeotrópica formada por duas substâncias (SILVA, 2009).

Tabela 2.4. Exemplos de algumas misturas zeotrópicas (PIMENTA, 2011).

Misturas Zeotrópicas	Designação Numérica / (Composição)
R401a	R22/R152a/R124 (53%/13%/34%)
R402a	R125/R290/R22 (60%/2%/38%)
R404a	R125/R143a/R134a (44%/52%/4%)
R407c	R32/R125/R134a (20%/40%/40%)
R409a	R22/R124/R142b (60%/25%/15%)

Existem misturas que, em determinadas proporções, apresentam a mesma composição nas fases líquida e vapor durante a mudança de fase, não apresentando variação na temperatura de saturação durante este processo e comportando-se, portanto, como uma substância pura. Estas misturas são chamadas de **Azeotrópicas**. Alguns exemplos dessas misturas estão mostradas na Tab. 2.5 (SILVA, 2009).

Tabela 2.5. Exemplos de algumas misturas azeotrópicas (PIMENTA, 2011).

Misturas Azeotrópicas	Designação Numérica / (Composição)
R500	R12/R152a (73,8%/26,2%)
R502	R22/R115 (48,8%/51,2%)
R503	R23/R13 (40,1%/59,9%)
R507a	R125/R143a (50%/50%)

Segundo FIORELLI (2000), essas misturas azeotrópicas podem ser de dois tipos: a de pressão máxima, para a qual a pressão na qual a mistura azeotrópica é maior que as pressões de mudança de fase para as demais concentrações, ou de pressão mínima, para a qual ocorre o comportamento inverso (a pressão da mistura azeotrópica é menor que as demais pressões de mudança de fase).

Por fim, existem algumas misturas que não chegam a apresentar o comportamento de uma mistura azeotrópica, mas ficam muito próximo disso, apresentando em determinadas condições, variações de temperatura de saturação muito pequenas. Essas misturas são conhecidas como misturas **quase-azeotrópicas**. O R-410A, uma mistura binária de HFC 32 e HFC 125 (50%/50% em base mássica), que será utilizada neste trabalho e que

apresenta uma variação de temperatura de saturação da ordem de $0,1^{\circ}\text{C}$, é um bom exemplo desse tipo de mistura (alguns autores consideram o R-410A uma mistura azeotrópica devido a essa variação tão pequena) (FIORELLI, 2000).

2.2. CLASSIFICAÇÃO DOS REFRIGERANTES QUANTO AO NÍVEL DE TOXICIDADE E INFLAMABILIDADE SEGUNDO A ASHRAE 34

A toxidade e inflamabilidade são dois parâmetros chave para indicar o nível de segurança de um refrigerante.

De acordo com a ASHRAE 34, a classificação se dá na seguinte forma mostrado na Tab. 2.6.

- Quanto à Toxidade

Classe A - Compostos cuja toxicidade não foi identificada.

Classe B - Foram identificadas evidências de toxicidade.

- Quanto à Flamabilidade

Classe 1 – Não se observa propagação de chama em ar a 18°C e 101,325 kPa.

Classe 2 – Limite inferior de inflamabilidade (LII) superior a $0,10\text{kg/m}^3$ a 21°C e 101,325kPa. Poder calorífico inferior a 19.000 kJ/kg.

Classe 3 – Inflamabilidade elevada, caracterizando-se por LII inferior ou igual a $0,10\text{ kg/m}^3$ a 21°C e 101,325 kPa. Poder calorífico superior a 19.000 kJ/kg.

Tabela 2.6. Classificação quanto a Toxidade e Flamabilidade (PIMENTA, 2011).

	Baixa Toxidade	Alta Toxidade
Alta Flamabilidade	A3	B3
Baixa Flamabilidade	A2	B2
Sem Propagação de Chama	A1	B1

A Tabela 2.7 classifica alguns refrigerantes, segundo os padrões de segurança da norma ASHRAE 34.

Tabela 2.7. Classificação dos refrigerantes segundo ASHRAE (MENDES, 2011).

Refrigerante	Classe	Refrigerante	Classe	Refrigerante	Classe
R11	A1	R134a	A1	R502	A1
R12	A1	R152a	A2	R507a	A1
R13	A1	R401A	–	R170	A3
R22	A1	R402A	–	R290	A3
R23	A1	R403A	–	R600	A3
R32	A2	R404A	–	R600a	A3
R113	A1	R407A	–	R717	B2
R123	B1	R410A	–	R718	A1
R125	A1	R500	A1	R744	A1

2.3. COMPATIBILIDADE COM MATERIAIS

Segundo PIMENTA (2011), em um sistema de refrigeração o refrigerante entra em contato com diversos materiais, como metais, plásticos, elastômeros, vernizes do enrolamento do motor de acionamento do compressor e o próprio óleo lubrificante.

É importante que o refrigerante seja estável e inerte em relação a estes materiais, de modo a não causar problemas.

Os refrigerantes halogenados podem ser usados com a maioria dos metais mais comuns, como aço, ferro fundido, latão e cobre. Não é recomendável o uso de magnésio, zinco e ligas de alumínio contendo mais de 2% de magnésio em sistemas que operam com refrigerante halogenados.

Em instalações com amônia, não se deve utilizar cobre, latão ou outras ligas de cobre.

Elastômeros são frequentemente empregados em circuitos frigoríficos com a função de vedação. Suas propriedades físicas ou químicas podem sofrer alterações significativas quando em contato com refrigerantes ou com óleo de lubrificação.

2.3.1. Interação Com o Óleo Lubrificante

Em sistemas frigoríficos, o refrigerante entra em contato com o óleo de lubrificação do compressor, sendo levado a diferentes partes do circuito.

Além da função de lubrificação do compressor, o óleo tem a função de resfriamento e, em alguns casos, de vedação entre regiões de alta e baixa pressão, como no caso de compressores alternativos e parafuso.

No mercado, podem ser encontrados dois tipos básicos de óleo: os minerais e os sintéticos.

Os óleos minerais são caracterizados por três composições básicas, dependendo da cadeia de sua molécula: os naftênicos, os parafínicos e os aromáticos.

Entre os óleos sintéticos, destacam-se os álquilbenzenos, os glicóis polialcalinos (PAG) e os ésteres poliódicos (POE).

Na seleção do óleo lubrificante do compressor, devem-se conhecer alguns de seus parâmetros físico-químicos, especialmente sua viscosidade e grau de miscibilidade com o refrigerante. Em circuitos que operam com refrigerantes halogenados, a miscibilidade é importante para garantir o retorno adequado do óleo ao cárter do compressor. A amônia e o gás carbônico apresentam miscibilidade reduzida com óleos minerais.

Em relação a sua miscibilidade com os refrigerantes, os óleos podem ser classificados como:

- Miscíveis: quando miscíveis em quaisquer proporções e temperaturas;
- Parcialmente miscíveis: quando miscíveis acima de determinada temperatura (denominada “temperatura crítica”);
- Imiscíveis: quando não formam soluções homogêneas.

Os refrigerantes R-22 e R-502, por exemplo, são parcialmente solúveis em óleos minerais. Assim, em temperaturas inferiores à temperatura crítica e em determinadas concentrações, duas fases líquidas são formadas, uma rica em refrigerante e outra rica em óleo lubrificante.

A miscibilidade parcial entre o óleo de lubrificação e o refrigerante pode provocar efeitos indesejáveis em determinadas partes do circuito frigorífico (PIMENTA, 2011).

2.4. REFRIGERANTES ALTERNATIVOS

A combinação de uma rígida legislação com tendências cada vez maiores de preocupação ambiental nas empresas está impulsionando o trabalho de substituição de gases nocivos ao meio ambiente presentes em sistemas de refrigeração e aparelhos de ar condicionado.

A preocupação maior é com a agressão à camada de ozônio. Alguns fluídos refrigerantes podem prejudicar o planeta e devem ser trocados, como determinam normas do governo brasileiro. A legislação limita a importação dos HCFCs – hidro-cloro-fluor-carbonos - que causam impacto no meio ambiente. O R-22 é um dos gases frigoríficos mais utilizados e agrava o efeito estufa. Como esse processo de troca é gradual, cerca de 70% do mercado ainda o utiliza. A opção é a troca deste produto para o R-410A. Além de não poluir, gera uma grande economia de energia, o que é favorável para as empresas. Além do R-22, o R-502, R-11, R-12 e R-500 devem ser substituídos. As normas impostas para a redução dos gases prejudiciais serão ainda mais exigentes até 2013. O objetivo é limitar a emissão do gás CFC, um dos responsáveis pela degradação da camada de ozônio, que está presente nos fluídos cuja substituição está sendo buscada (DUPONT).

De acordo com FERRAZ (2008), na refrigeração a palavra Retrofit (“readaptação posterior”) vem sendo empregada para designar as adaptações que são realizadas em equipamentos que trabalham com CFCs para que esses possam trabalhar com os fluidos alternativos (HCFCs, HFCs), tornando-os eficientes, modernos e econômicos.

Sempre que for aplicado um fluido para Retrofit é importante identificar qual produto será utilizado (nunca se deve misturar os produtos de fabricantes diferentes), pois se perderia a característica química do fluido. Quando for realizado um Retrofit, recolha corretamente o CFC, dando um destino seguro ao produto, evitando danos à camada de ozônio. Essas são algumas dicas para melhor aplicação em campo dos produtos, porém é importante sempre que for utilizar um dos fluidos refrigerantes, avaliar a questão ambiental e o custo-benefício do processo.

Além de serem ecologicamente seguros, os refrigerantes alternativos devem ser não-tóxicos e ao mesmo tempo encontrarem todos os requerimentos termodinâmicos, operacionais e econômicos, tais como: propriedades térmicas, caloríficas, frigoríficas, estabilidade química e compatibilidade com óleos lubrificantes (FERNANDES, 2006).

Ainda segundo FERNANDES (2006), algumas vantagens dos fluidos alternativos são listadas abaixo:

- São utilizados nos equipamentos de refrigeração não havendo necessidade de troca do dispositivo de expansão, compressor, etc.
- São compatíveis com óleo mineral, óleo alquilbenzeno e com os materiais existentes.
- A carga de fluido refrigerante do equipamento com fluido alternativo é 80% da carga de fluido original.
- Obs.: a carga do fluido refrigerante deve ser feita somente na forma líquida, para evitar que um componente mais volátil da mistura escape mais do que outro.

2.4.1. Aplicação dos Refrigerantes Alternativos

Durante a substituição dos CFC's pelos refrigerantes alternativos deve ser feita uma análise em relação à capacidade, eficiência, miscibilidade com o óleo e compatibilidade com materiais existentes na instalação.

Em grande parte das instalações, com tempo de vida superior a 15 anos, pode ser vantajosa a substituição do sistema de refrigeração existente por um novo, que não utilize CFC's.

Os refrigerantes HFC 134a, HFC 407C e HFC 410A são refrigerantes alternativos ao HCFC 22.

O HCFC 123 e o HFC 245a são refrigerantes alternativos ao CFC 11 em “chillers” de grande porte.

A seguir é mostrada na Tab. 2.8 os principais refrigerantes alternativos, sua aplicação, características e composição (Retrofit é um termo utilizado principalmente em engenharia para designar o processo de modernização de algum equipamento já considerado ultrapassado ou fora de norma).

Tabela 2.8. Fluidos Refrigerantes Alternativos (KOCH; NETO, 2009).

Fluido Refrigerante	Aplicação	Características	Composição
R-123	Somente como fluido refrigerante em centrífugas de baixa pressão, tanto para equipamentos novos como para Retrofit do R-11.	Não deve ser usado para outra aplicação que não seja como fluido refrigerante. Alta eficiência energética em equipamentos novos. Não inflamável.	HCFC
R-124	Retrofit do R-114, para ambientes com alta temperatura de condensação.	Capacidade de resfriamento 80% superior ao R-114. Necessário avaliar detalhadamente o sistema. Não inflamável.	HCFC
R-134a	Equipamentos novos e Retrofit do R-12 em aplicações de média temperatura, tais como refrigeradores, freezers, centrífugas, ar condicionado automotivo e todos os sistemas que utilizam o R-12.	Não Inflamável. ODP =0 (não degrada a camada de ozônio). Utiliza óleo lubrificante polioléster (POE) e (PAG) em ar condicionado automotivo. Pressão de sucção similar ao R-12. Menor temperatura de descarga.	HFC
R-290 (Propano)	Refrigeração Comercial para Baixas Temperaturas.	Inflamável.	HC (C ₃ H ₈)
R-401A	Retrofit do R-12, refrigeração comercial e doméstica para temperaturas de evaporação acima de -23°C.	Pode trabalhar com óleo mineral. Redução no consumo de energia e aumento de 10% da capacidade de refrigeração. Redução na quantidade de fluido refrigerante utilizada em relação ao R-12 (Cerca de 85% da carga original).	HCFC* (Mistura)
R-401B	Retrofit do R-12 e R-500 para baixa temperatura e alta capacidade, com temperatura de evaporação abaixo de -23°C.	Pode trabalhar com óleo mineral. Redução no consumo de energia e aumento de 15% da capacidade de refrigeração. Redução na quantidade de fluido refrigerante utilizada em relação ao R-12 (Cerca de 85% da carga original).	HCFC* (Mistura)
R-402A	Retrofit do R-502 em refrigeração comercial de baixa e média temperatura.	Pode trabalhar com óleo mineral. Pressão de sucção e temperatura de descarga similares ao R-502. Aumento de 10% em média da capacidade de refrigeração.	HCFC* (Mistura)

Tabela 2.8. Fluidos Refrigerantes Alternativos (KOCH; NETO, 2009).

R-402B	Retrofit do R-502 em máquinas de gelo e "self-contained".	Pode trabalhar com óleo mineral. Pressão de sucção similar a do R-502. Temperatura de descarga superior a do R-502. Aumento de 5% em média da capacidade de refrigeração.	HCFC* (Mistura)
R-404A	Novos equipamentos e Retrofit do R-502 em refrigeração comercial.	Utiliza óleo lubrificante polioléster (POE). Menor temperatura de descarga em comparação ao R-502. Pressão de sucção e capacidade de refrigeração similares às do R-502.	HFC * (Mistura)
R-407C	Novos equipamentos e Retrofit do R-22 em ar condicionado e bombas de calor.	Utiliza óleo lubrificante polioléster (POE). Mesma capacidade de refrigeração do R-22.	HFC * (Mistura)
R-408A	Retrofit do R-502 para refrigeração comercial.	Pode trabalhar com óleo mineral. Mesma capacidade de refrigeração do R-502. Temperatura de descarga superior ao R-502. Redução na quantidade de fluido refrigerante utilizada em relação ao R-12 (Cerca de 85% da carga original).	HCFC * (Mistura)
R-409A	Retrofit do R-12 em refrigeração comercial e doméstica.	Pode trabalhar com óleo mineral. Redução no consumo de energia e aumento da capacidade de refrigeração. Redução na quantidade de fluido refrigerante utilizada em relação ao R-12 (Cerca de 85% da carga original).	HCFC * (Mistura)
R-410A	Somente em equipamentos novos.	Novos equipamentos desenvolvidos para o R-410A possuem capacidade 60% superior aqueles que utilizam o R-22. Menor temperatura de descarga em relação ao R-22.	HFC * (Mistura)
R-507	Novos equipamentos e Retrofit do R-502 em refrigeração comercial.	Trabalha na mesma faixa de temperatura que o R-502. Possui rendimento similar ao R-502 com maior capacidade de refrigeração.	HFC * (Mistura azeotrópica)
R-508B	Novos Equipamentos e Retrofit do R-13 para temperaturas extremamente baixas (-80°C no evaporador), sistemas em cascata.	Menor temperatura de descarga do compressor. Capacidade de resfriamento 30% maior se comparado ao R-13.	HFC * (Mistura azeotrópica)
R-600A (Isobutano)	Refrigeração Comercial e Doméstica.	Inflamável.	HC (C ₄ H ₁₀)
R-717 (Amônia)	Refrigeração Industrial e Comercial.	Inflamável. Incompatibilidade com cobre. Baixo Limite de Exposição (Alto grau de toxicidade).	NH ₃
		* Se ocorrer vazamento pode-se completar a carga do fluido refrigerante sem necessidade da troca completa.	

2.5. CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO de VAPOR

O ciclo de compressão a vapor é um ciclo térmico que permite a aplicação em sistemas de ar condicionado e refrigeração. A refrigeração por compressão é muito utilizada em diversas aplicações como residências, comércios, transportes, etc. O seu princípio de funcionamento objetiva, como qualquer sistema de refrigeração, a retirada de calor de um recinto fechado e o transporte para o exterior, produzindo assim o efeito desejado tal como congelamento ou resfriamento (FERNANDES, 2006).

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é utilizado para a avaliação do desempenho do sistema de refrigeração. No presente capítulo faremos à descrição do ciclo básico ideal e do real para que sejam mostradas as principais diferenças entre ambos.

2.5.1. Descrição do Ciclo Básico de Refrigeração por Compressão de Vapor

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é bastante difundido em aplicações de refrigeração e ar condicionado. Neste ciclo, o fluido de trabalho é comprimido e condensado em alta pressão e temperatura por rejeição de calor para um meio externo. Em seguida, após a condensação o fluido refrigerante é expandido através de um dispositivo de expansão até a pressão de evaporação onde será evaporado em baixa temperatura devido à troca de calor com o ambiente a ser resfriado. A Figura 2.4 ilustra os componentes do ciclo básico ideal de refrigeração por compressão de vapor. Nesse ciclo, o vapor é comprimido, condensado, tendo posteriormente sua pressão diminuída de modo que o fluido possa evaporar a baixa pressão.

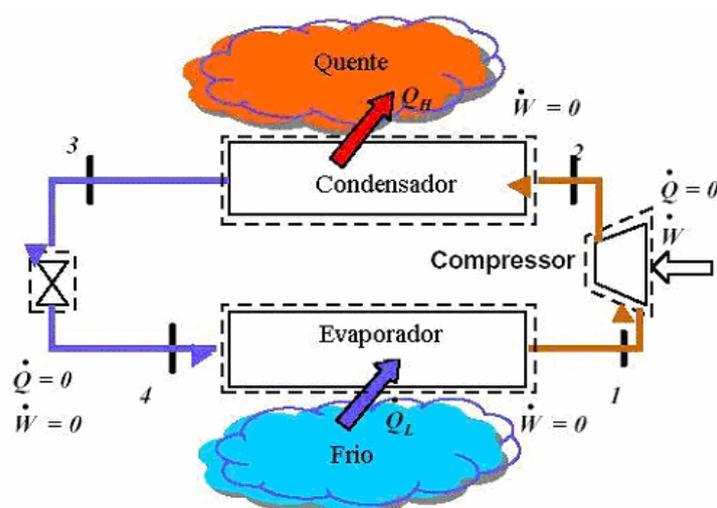


Figura 2.4. Representação esquemática do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor (FERNANDES, 2006).

A Figura 2.5 representa o ciclo de refrigeração por compressão de vapor e os seus respectivos processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico em um gráfico Pressão x Entalpia (P-h) e seus respectivos equipamentos.

Processo 1-2: ocorre no compressor. É um processo adiabático reversível isentrópico. O refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador e com título $x = 1$. O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação, e neste estado ele é superaquecido com temperatura maior que a de condensação.

Processo 2-3: ocorre no condensador. É um processo reversível de rejeição de calor a pressão constante até que todo o vapor tenha-se tornado líquido saturado na pressão de condensação

Processo 3-4: ocorre na válvula de expansão. É uma expansão irreversível a entalpia constante desde a pressão de condensação até a pressão do evaporador. Por ser um processo irreversível a entropia do refrigerante ao deixar a válvula de expansão é maior que a entropia do refrigerante ao entrar na válvula.

Processo 4-1: ocorre no evaporador. É um processo de transferência de calor a pressão constante, conseqüentemente a temperatura permanece constante desde o vapor úmido no estado 4 até atingir o estado de vapor saturado seco $x = 1$, somente mudando seu estado.

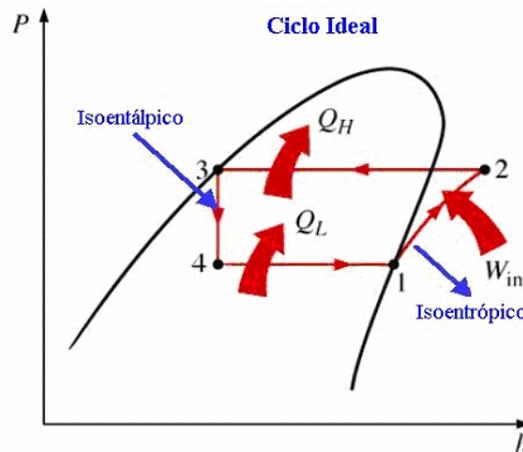


Figura 2.5. Ciclo de Compressão de Vapor Ideal no Diagrama de Mollier (FERNANDES, 2006).

2.5.2. Modelagem do Ciclo de Refrigeração Padrão por Compressão de Vapor

Algumas das características fundamentais de um ciclo de refrigeração podem ser determinadas a partir da Fig. 2.5 - diagrama pressão-entalpia, descritas a seguir:

Capacidade frigorífica do ciclo - A capacidade frigorífica do ciclo (Q) é a quantidade de calor por unidade de tempo retirada do meio que se quer resfriar através do evaporador do sistema, entre as temperaturas de condensação e do evaporador. Para o sistema operando em regime permanente desprezando-se a variação de energia cinética e potencial, da primeira lei da termodinâmica, com a equação (1) temos:

$$\dot{Q} = \dot{m}_f \times (h_1 - h_4)$$

O fluxo de massa de refrigerante (M_F) deve ser mantido pelo compressor. Normalmente se conhece a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração o qual deve ser igual à carga térmica. A quantidade de calor retirada por um quilo de refrigerante através do evaporador é chamada de efeito de refrigeração (E.R), cujo conhecimento é necessário, uma vez que esse processo representa o objetivo principal do sistema, assim de acordo com a equação (2) temos:

$$E.R = h_1 - h_4$$

Potência Teórica do Compressor - A potência teórica do compressor (WC) é a quantidade de energia por unidade de tempo fornecida pelo compressor ao refrigerante, para que ele passe do estado 1, na sucção, para o estado 2, na descarga, sendo um processo isentrópico. Da mesma forma, aplicando-se a primeira lei da termodinâmica, desprezando a energia cinética e potencial e considerando regime permanente, tem-se representado na equação (3):

$$\dot{W}_c = \dot{m}_f \times (h_2 - h_1)$$

Fluxo de Calor Rejeitado no Condensador - É a quantidade de calor por unidade de tempo (Q_c) a ser rejeitada no condensador para o sistema. A metodologia é a mesma utilizada para o cálculo da capacidade frigorífica do ciclo, de acordo com a equação (4), temos:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f \times (h_2 - h_3)$$

Razão de Pressão (R_p) – É definida como o quociente entre a temperatura de condensação e a temperatura de evaporação, ou pode-se ainda ser definida como o quociente entre a pressão de condensação e a pressão de evaporação.

$$Rp = \frac{T_c}{T_e}$$

Coeficiente de Eficácia do Ciclo - O coeficiente de eficácia (COP) é um parâmetro importante na análise de instalações frigoríficas. A eficácia do ciclo é uma função somente das propriedades do refrigerante e conseqüentemente das temperaturas de condensação e vaporização. O coeficiente de eficácia deve ser sempre maior que um quanto mais próximo de um pior. Da equação (5), temos que:

$$COP = \frac{\text{Energia}_{\text{útil}}}{\text{Energia}_{\text{gasta}}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

As equações descritas acima relacionam os parâmetros mais importantes de um ciclo de compressão a vapor, com eles definidos o ciclo está caracterizado.

2.5.3. Diferenças entre o Ciclo Teórico e o Ciclo Real de Refrigeração por Compressão de Vapor

Devido às irreversibilidades existe algumas diferenças entre o ciclo real e o ciclo teórico de compressão de vapor, nos quais estão mostradas na Fig.2.6. Uma das diferenças está na queda de pressão nas linhas de descarga (líquido e de sucção), assim como no condensador e no evaporador. Estas perdas de carga, ΔP_d e ΔP_s , estão mostradas na Fig.2.6.

Um ciclo ideal opera dentro da curva de saturação do fluido utilizado, pois assim é possível estabelecer suas propriedades termodinâmicas. Mas, por ser inviável tecnicamente, o ciclo ideal é modificado a fim de melhorar o desempenho do ciclo, considerando ainda as perdas de carga nos trocadores de calor (condensador e evaporador) (MEDEIROS; BARBOSA, 2009)

Outras diferenças são: o sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador (nem todos os sistemas são projetados com sub-resfriamento) e o

superaquecimento na sucção do compressor, sendo este também um processo importante, que tem a finalidade de evitar a entrada de líquido no compressor. Outro processo importante é o de compressão, que, no ciclo real é politrópico (s_1 diferente s_2) e no processo teórico é isentrópico.

Ainda segundo MEDEIROS e BARBOSA (2009), vários parâmetros influenciam o desempenho do ciclo de refrigeração. Esses parâmetros são, na verdade, modificadores do ciclo a fim de aumentar a sua eficiência. Os fatores são:

- Temperatura de evaporação: sua redução resulta no decréscimo do COP;
- Temperatura de condensação: quanto maior for o seu valor menor será o COP;
- Sub-resfriamento: garante que tenha somente líquido no dispositivo de expansão aumentando a troca térmica no evaporador e consequentemente o COP;
- Superaquecimento: usado para garantir a entrada do fluido no estado gasoso no compressor. Dependendo do gás instalado, pode aumentar ou diminuir o COP.

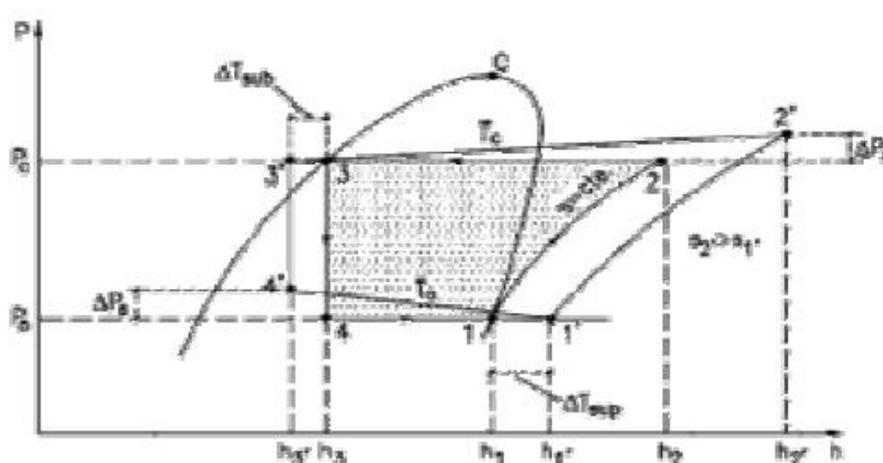


Figura 2.6. Diferenças entre o ciclo teórico e o real de compressão a vapor (ALVES, 2007).

Devido ao superaquecimento e ao processo politrópico de compressão, a temperatura de descarga do compressor (T_2) pode ser muito elevada,

tornando-se um problema para os óleos lubrificantes usados nos compressores frigoríficos. A temperatura de descarga não deve ser superior a 130°C, o que, por vezes, exige o resfriamento forçado do cabeçote dos compressores, principalmente quando são utilizados os refrigerantes R-717 e R-22 (com baixas temperaturas de evaporação). Muitos outros problemas de ordem técnica, dependendo do sistema e de sua aplicação, podem introduzir diferenças significativas além das citadas (ALVES, 2007).

2.6. DA PROBLEMÁTICA DO R-22

Segundo CALM e DOMANSKI (2005) desde seu descobrimento em 1928 e início da comercialização em 1936, o refrigerante R-22 vem sendo largamente empregado em sistemas de refrigeração dos mais diversos portes, desde aplicações de baixa capacidade - como condicionadores de ar de janela de 0,5 TR (2kw) – até *chillers* e bombas de calor usados para refrigeração distrital, com capacidades em torno de 9.000 Três (33MW).

Dada sua ampla faixa de aplicação, o R-22 tem sido utilizado nos mais diversos equipamentos de refrigeração, tais como, compressores *criou*, compressores centrífugos, rotativos e de parafuso, e até em sistemas de absorção, embora ainda em caráter experimental. Nenhum outro refrigerante teve seu uso tão difundido como o R-22, tanto em termos de capacidade de refrigeração como de aplicação comercial.

No entanto, o R-22 pertence a uma classe de substâncias (HCFCs) prejudicial ao meio ambiente, motivo pelo qual seu uso vem sendo gradativamente reduzido de acordo com as metas estabelecidas pelo Protocolo de Montreal.

2.6.1. Alternativos ao R-22

Ainda de acordo com CALM e DOMANSKI (2005), não existe atualmente uma substância pura que seja capaz de substituir o R-22 em toda sua faixa de aplicação. Existem, entretanto, pelo menos oito misturas de refrigerantes no

mercado para substituir o R-22 nos equipamentos em operação, além de várias outras misturas desenvolvidas para novos equipamentos. Considerando o R-502 – uma mistura a base de R-22 amplamente utilizada para refrigeração a baixas temperaturas -, tem-se mais de 20 candidatos para substituição do R-22 em equipamentos em uso e mais de 10 opções para novos sistemas. Tais substâncias estão resumidas na Tab. 2.9.

Tabela 2.9. Potenciais substitutos do R-22 (CALM; DOMANSKI, 2005).

	Equipamentos Existentes (podem requerer conversão)				Novos Equipamentos	
R-22	R-407C	R-411A	R-417A	R-419A	R-407C	R-407E
	R-421A	R-421B			R-410A	R-410B
					HCs	
R-502	R-402A	R-402B	R-403A	R-403B	R-404A	R-407A
	R-404A	R-407A	R-407B	R-408A	R-507A	R-509A
	R-411B	R-22A	R-507A		HCs	

De forma complementar à extensa pesquisa realizada pelos fabricantes de equipamentos e indústrias de refrigeração e condicionamento de ar, foi criada em 1990 um programa chamado de Programa de Avaliação de Alternativas do R-22 ou AREP (do inglês, *R-22 Alternative Refrigerants Evaluation Program*), a fim de expandir o leque de operações de substitutos do R-22, com o principal objetivo concentrado em esforços para evitar o desperdício de recurso na busca de substitutos para o R-22.

O AREP examinou 14 candidatos previamente selecionados como substitutos potenciais do R-22, dentre os quais destacam-se: R134a; R-32/125 (60,0/40,0); R-32/134a (20,0/80,0), (25,0/75,0), (30,0/70,0) e (40,0/60,0); R-32/227a (35,0/65,0); R-125/143a (45,0/55,0); R-32/125/134a (10,0/70,0/20,0) [R407B], (24,0/16,0/60,0) e (30,0/10,0/60,0); e R-32/125/290/134a (20,0/55,0/5,0/20,0). O propano (R-290) e a amônia (R-717) também foram considerados, embora os testes com tais refrigerantes tenham sido limitados (CALM; DOMANSKI, 2005).

Com base nos resultados do AREP, os interesses da maioria dos fabricantes de compressores e unidades de pequeno porte convergiram para mistura R-32/125, posteriormente reformulada para R-32/125(50,0/50,0)[**R-410A**], buscando maximizar o desempenho energético e minimizar a inflamabilidade. Embora opere com elevadas pressões de condensação – aproximadamente 60% maiores que o R-22 para sistemas a ar -, esta mistura quase-azeotrópica promete reduzir o tamanho dos equipamentos.

CALM e DOMANSKI (2005) observaram que a maioria dos estudos relata uma leve alteração na eficiência se o refrigerante R-410A for adotado, que se eleva de 1 a 7% para aplicações de resfriamento, e varia entre 3% de decréscimo e 7% de acréscimo para aplicações de aquecimento.

2.6.2. Aplicações dos Potenciais Substitutos ao R-22

O principal substituto do R-22 para aplicações de condicionamento de ar e bombas de calor é o R-410A, embora a substituição não seja direta já que as diferenças entre tais refrigerantes exigem mudanças de projeto. A maioria dos fabricantes de equipamentos já disponibilizou no mercado alguns produtos com R-410A. Embora o uso deste refrigerante corresponda, atualmente, a menos de 10% do mercado norte-americano de R-22, espera-se que tal proporção exceda 80% em 2007 e atinja 100% ao final de 2009 CALM e DOMANSKI (2005).

O R-410A é também o candidato mais cotado para condicionadores de ar, bombas de calor e chillers pequenos para aplicações comerciais. A escolha do refrigerante muda de acordo com o tamanho do equipamento, particularmente para chillers com compressores de parafuso. Até então, o R-134A predomina como o refrigerante mais usado para chillers de médio porte, embora alguns fabricantes empreguem R-410A e outros refrigerantes. Enquanto o R-134A trabalha a baixas pressões, o R-410A apresenta um comportamento oposto, de modo que requerem diferentes projetos. Atualmente, o R-22 praticamente não é mais usado em chillers de grande porte com compressores centrífugos. O projeto de tais equipamentos foi redirecionado para o uso de R-123 e R-134A, sendo o primeiro mais aceito no

mercado atual. Embora o R-123 também seja um HCFC e precise ser removido do mercado, seu prazo é mais dilatado, uma vez que possui um ODP menor que o do R-22.

Ainda segundo CALM e DOMANSKI (2005), atualmente a produção de R-22 já é inferior as cotas alocadas pelos fabricantes. Todavia, não se espera que falte R-22 para aplicações futuras, tendo em vista a concessão de licenças especiais para sua produção em pequena escala, o seu armazenamento, a existência de fluidos alternativos para serviço e o grande potencial de reaproveitamento do R-22 atualmente em uso. De fato, espera-se que qualquer risco de falta de R-22 deva elevar os preços e, assim, acelerar o processo de substituição. A Tabela 2.10 sumariza os principais substitutos do R-22 de acordo com sua aplicação.

Tabela 2.10. Principais Substitutos do R-22 de acordo com aplicação (CALM; DOMANSKI, 2005).

Tipo de Equipamento	Aplicação Típica	Principais Substitutos
Condicionadores de ar e de janela	Residencial	R-410A
Condicionadores de ar e bombas de calor	Residencial, comercial de pequeno porte	R-410A
Condicionadores de ar e bombas de calor, sistemas multisplits	Comercial	R-410A
Sistemas multisplits	Residencial, comercial	R-410A, R-407C
Sistemas de grande porte	Comercial	R-134a R410-A
Chillers: condensação de ar condensação de água	Sistemas centrais	R-134A, R410-A , R-23
Refrigeração Comercial	Comercial	R-134a, R-404A, R-410A , R-507A
Refrigeração Industrial	Industrial	R-134a, Amônia
Refrigeração de transporte	Transporte	R-134A

2.6.3. Meio Ambiente e o R-22

Ainda segundo CALM e DOMANSKI (2005), enquanto as regras para eliminação do R-22 se baseiam apenas no seu potencial de depleção de ozônio (ODP), a busca de alternativas para substituição do R-22 deve levar em conta dados ambientais adicionais, tais como o tempo de vida na atmosfera (T_{atm}) e o potencial de aquecimento global (GWP), apresentados na Tab. 2.11. O tempo de vida na atmosfera, T_{atm} , indica o tempo médio de permanência de um refrigerante liberado na atmosfera até que se decomponha, ou reaja, com outros químicos, ou seja, completamente removido do meio. Em outras palavras, T_{atm} representa um potencial de acumulação da substância na atmosfera: uma vida elevada indica uma recuperação lenta do meio-ambiente após um determinado problema. Assim, uma vida mais curta na atmosfera é desejável.

Tabela 2.11. Propriedades Ambientais do R-22 e de seus substitutos (CALM; DOMANSKI, 2005).

Refrigerante	T_{atm}	ODP	GWP (100 anos)
R-22	12	0,034	1780
R-123	1,3	0,012	76
R-134a	14	0	1320
R-407C	a	0	1700
R-407E	a	0	1400
R-410A	a	0	2000
R-32	4,9	0	543
R-32/600 (95,0/5,0)	a	0	520
R-32/600a (09,0/10,0)	a	0	490
R-290 (propano)	b	0	20
R-717 (amônia)	b	0	< 1
R-744 (dióxido de carbono)	> 50	0	1
R-1270 (propileno)	b	0	20

a T_{atm} não foi apresentado para misturas, uma vez que seus componentes se separam na atmosfera.

b Desconhecido.

2.6.4. Comparações entre Eficiências

Os seguintes fatores devem ser considerados ao se comparar as eficiências dos potenciais substitutos do R-22:

➤ **Propriedades Termodinâmicas:**

1. Quão próximo o refrigerante opera do ponto crítico, o que afeta a relação entre calor latente de vaporização e o calor específico do líquido a pressão constante;
2. As inclinações das linhas de líquido e vapor saturados, que regem o comportamento do superaquecimento, do sub-resfriamento e da expansão do refrigerante. Tais inclinações são fortemente influenciadas pela capacidade térmica molar da substância.

➤ **Propriedades de Transporte:**

3. Condutividade térmica e viscosidade, que caracterizam os efeitos difusivos relacionados tanto à transferência de calor como às perdas de pressão por atrito;

Aplicação:

4. Transferência de calor afetada pelo glide da mistura e pela configuração do trocador de calor;
5. Otimização do ciclo para cada fluido de acordo com os graus de superaquecimento e de sub-resfriamento, estágios intermediários e equipamentos adicionais, tais como trocadores de calor entre a linha de sucção e a linha de líquido.

CALM e DOMANSKI (2005) fizeram uma análise do ciclo termodinâmico teórico ao qual permite comparar, embora de forma simplificada, o desempenho das misturas em termos de COP (Coeficiente de Desempenho), já que não leva em consideração o impacto das propriedades de transporte, efeito do lubrificante e características dos componentes. Nas Tabelas 2.12 e 2.13 são apresentados os coeficientes de performance para alguns possíveis substitutos do R-22, calculados com base em ciclos de refrigeração de um único estágio, comumente usados em condicionadores de ar e em chillers com

condensação a água. Além dos COPs, são apresentadas também as potências específicas (kW/TR), mais usadas para sistemas de grande capacidade.

Alguns refrigerantes, apesar de possuírem melhores características termodinâmicas, não apresentam o mesmo desempenho que outros com boas características de transferência de calor, como por exemplo, misturas com elevado glide. Domanski (1995) analisou algumas das implicações e limitações das eficiências teóricas dos refrigerantes, e mostrou que o R-410A sofre, em comparação com o R-22, uma degradação significativa de performance para operações com temperaturas de condensação elevadas, embora seu desempenho seja comparável ao do R-22 para condições típicas de operação.

Existem pelo menos duas fortes razões para considerar a eficiência energética como um critério para seleção dos substitutos do R-22: (1) a redução dos índices relacionados ao efeito estufa só será possível através da redução dos índices de emissão indireta de gases relacionada ao consumo de energia; e (2) as metas de eficiência energética para equipamentos de refrigeração – a maior aplicação do R-22 – aumentará em cerca de 30% nos EUA durante a fase de transição do R-22.

Tabela 2.12. Comparação entre as eficiências para condicionadores de ar e bombas de calor (CALM; DOMANSKI, 2005).

Condições	Ciclo Ideal		Condições Típicas	
	COP	Potência Específica	COP	Potência Específica
Temperatura média de evaporação		10,0 °C		10,0 °C
Grau de superaquecimento		0,0 °C		0,0 °C
Temperatura média de condensação		35,0 °C		35,0 °C
Grau de sub-resfriamento		0,0 °C		0,0 °C
Eficiência isentrópica do compressor		100%		70%
Eficiência do motor		100%		90%
Controles e outros dispositivos		0%		0%
REFRIGERANTES	COP (kW/kW)	Potência Específica (kW/TR)	COP (kW/kW)	Potência Específica (kW/TR)
R-22	9,85	0,36	4,06	0,87
R-32	9,55	0,37	3,84	0,92
R-134a	9,86	0,36	4,13	0,85
R-290 (propano)	9,68	0,36	4,05	0,87
R-407C	9,6	0,37	3,97	0,89

R-407E	9,67	0,36	4	0,88
R-410A	9,29	0,38	3,77	0,93
R-32/600 (95,0/5,0)	9,54	0,37	3,85	0,91
R-32/600a (90,0/10,0)	9,43	0,37	3,81	0,92

Tabela 2.13. Comparação entre as eficiências para chillers com condensação a água (CALM; DOMANSKI, 2005).

Condições	Ciclo Ideal		Condições Típicas	
Temperatura média de evaporação	6,7 °C		5 °C	
Grau de superaquecimento	0,0 °C		1,0 °C	
Temperatura média de condensação	29,4 °C		35,0 °C	
Grau de sub-resfriamento	0,0 °C		5,0 °C	
Eficiência isentrópica do compressor	100%		80%	
Eficiência do motor	100%		95%	
Controles e outros dispositivos	0%		0%	
REFRIGERANTES	COP (kW/kW)	Potência Específica (kW/TR)	COP (kW/kW)	Potência Específica (kW/TR)
R-22	10,92	0,32	6,18	0,57
R-32	10,64	0,33	5,97	0,59
R-123	11,42	0,31	6,52	0,54
R-134a	10,93	0,32	6,24	0,56
R-407C	10,69	0,33	6,09	0,58
R-410A	10,42	0,34	5,9	0,6
R-717 (amônia)	11,21	0,31	6,24	0,56
R-1270 (propileno)	10,72	0,33	6,1	0,58

2.7. SUBSTITUIÇÃO DO R-22 PELO R-410A

O R-410A é um dos mais importantes refrigerantes HFC que estão ajudando a indústria a atingir o prazo final de 2010. Ampla pesquisa tem mostrado que o R-410A é o melhor substituto para sistemas de alta-temperatura com o refrigerante R-22 - e os fabricantes concordam com isso. A maioria dos maiores fabricantes de ar condicionado residencial e comercial possuem linhas de produto com o R-410A. Com novas diretrizes de eficiência

de energia residencial entrado em vigor desde 2006, significativamente mais fabricantes de ar condicionado passaram a ter implementado a transição para unidades mais eficientes do ponto de vista energético, utilizando R-410A. O R-410A rapidamente se tornou o refrigerante escolhido para uso em aplicações de ar condicionado residencial, porque o refrigerante apresenta melhor eficiência. O refrigerante também possui diversos benefícios que o tornam um refrigerante ideal para uso em aplicações de refrigeração comercial (EMERSON, 2008).

Há várias diferenças operacionais distintas entre os refrigerantes R-22 e R-410A. O R-410A opera a uma pressão 50% maior que o R-22; entretanto, a maior pressão permite que o sistema na verdade opere a uma menor temperatura. Devido a estas diferenças, qualquer um que maneje estas unidades deverá receber treinamento nos aspectos técnicos dos novos sistemas com R-410A, onde se deve aprender técnicas de brazagem e dicas de manutenção críticas para este novo refrigerante.

Ainda segundo EMERSON (2008), o R-410A é uma composição quase azeotrópica de 50% de R-32 e 50% de R-125. Até a presente data, o teste de sistemas otimizados têm mostrado que o R-410A possui maior eficiência de sistema que o R-22. O R-410A evapora com um coeficiente de transferência de calor 35% maior e uma perda de carga 28% menor comparado com o R-22. Melhorias adicionais na performance do sistema têm sido obtidas pelo dimensionamento para igual perda de carga e redução do número de circuitos do evaporador para aumento do fluxo de massa. A maior densidade e pressão também permitem o uso de menor diâmetro nos tubos, desde que mantendo perdas de carga razoáveis.

Devido ao fato de que os sistemas que usam o R-410A têm sido dimensionados para utilizar menos tubulação e evaporadores com menos tubos, o R-410A tem surgido como um refrigerante com ótimo custo-eficiência. Poucos materiais, juntamente com uma carga de refrigerante reduzida e melhor performance cíclica, também contribuem com a acessibilidade de preço do R-410A.

O R-410A é considerado um refrigerante de pressão muito alta. Refrigerantes de pressão muito alta operam a pressões significativamente

maiores que aquelas vistas em refrigerantes como o R-22 e R-502. Eles não podem ser utilizados como refrigerantes de retrofit para equipamentos existentes, mas somente em novos equipamentos (incluindo compressores) especificamente projetados para ele.

Para aplicações em refrigeração, o R-410A é potencialmente o mais eficiente refrigerante em condições de média temperatura (zero a 30 graus Fahrenheit). Vantagens adicionais incluem número reduzido de linhas e menores perdas de pressão; entretanto, o sistema irá requerer um projeto específico para altas pressões. Testes a temperaturas mais baixas mostram resultados promissores.

Fabris G. et al. (2004) realizaram a simulação em regime permanente da performance de um aparelho de ar condicionado utilizando os fluidos R-22 e R-410 A.

Para cada componente do ciclo, são aplicadas as equações da conservação da massa, energia e momento, resultando em um sistema de equações não lineares, o qual foi solucionado pelo software *Engineering Equation Solver*.

Para a análise da performance do sistema simulado, a temperatura de evaporação foi fixada em 0°C, sendo a temperatura ambiente do espaço a refrigerar mantida em 20°C com a variação da temperatura de condensação entre 45 a 55 °C.

A temperatura do ar exterior foi de 25 a 35°C sendo o deslocamento volumétrico do compressor de 1,5m³/h com espaço nocivo de 7% e eficiência isoentrópica de 77%.

Os resultados obtidos na simulação mostraram que capacidade de refrigeração para o R-410A é cerca de 31,6% maior em relação ao R-22 o que indica em um compressor de maior potência de compressão.

O coeficiente de eficácia foi aproximadamente 50 a 56 % maior para o R-22 em relação ao R-410A. A temperatura de descarga é acrescida de 5,8% para o R-22 em relação ao R-410A, sendo que a vazão mássica de refrigerante para o R-410A foi de 63 a 75% maior que a vazão mássica para o R-22.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Os sistemas de refrigeração por compressão a vapor podem ser de diversos tipos. Podemos mencionar o ciclo de compressão com um único estágio, ciclo de dois estágios de compressão com ou sem resfriamento intermediário, ciclo de amônia com evaporador inundado e separador de líquido, sistema em cascata, etc.

Este trabalho constou na realização de várias simulações utilizando-se o software de simulação de sistemas de refrigeração “Coolpack” que utiliza como base a plataforma “EES” (Engineering Equation Solver). As simulações foram realizadas considerando-se ciclo de refrigeração por compressão à vapor de único estágio.

Comparou-se o efeito de diferentes variáveis sobre a performance do sistema de refrigeração definida pelo “COP” (Coeficiente de Performance) dos fluidos refrigerante R-22 e R-410A. As variáveis de comparação foram: as temperaturas de evaporação e de condensação do refrigerante; o grau de sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador; o grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador e a relação de pressão.

Para analisar o efeito de apenas uma variável sobre o “COP” foram mantidas fixas as demais variáveis do processo durante as simulações.

As seguintes variáveis utilizadas nas análises são definidas a seguir:

1. Temperaturas: T_E é a temperaturas de evaporação do refrigerante ($^{\circ}\text{C}$); T_C é a temperatura de condensação do refrigerante ($^{\circ}\text{C}$); ΔT_{SH} é o grau de superaquecimento (K) e ΔT_{SC} é o grau de sub-resfriamento do líquido refrigerante (K).
2. Taxas de Transferência de calor: Q_E é a taxa de transferência de calor do evaporador (kW); Q_C é a taxa de transferência de calor do condensador (kW); W é o trabalho do compressor e R_p é a razão de pressão.

A princípio foi tomado como base um ciclo de refrigeração *default* com temperaturas usuais de funcionamento para um ciclo operando com o fluido refrigerante R-22. Para esta simulação foi admitido que as perdas de pressão das linhas de sucção e descarga do compressor, as perdas de calor do compressor, as perdas de calor da linha de sucção e os graus de superaquecimento e sub-resfriamento foram considerados nulos. A eficiência isentrópica do compressor foi admitida 100%.

De posse de suas características foi determinado que o evaporador estará operando a 7°C e o condensador a 54°C e em seguida foi feita uma primeira comparação entre ambos os refrigerantes, gerando os seguintes dados mostrado na Tab. 3.1.

Tabela 3.1. Comparativo do ciclo *default* com os refrigerantes R-410A e R-22.

	CICLO <i>DEFAULT</i>				
	Qe [KJ/Kg]	Qc [KJ/Kg]	COP	W [KJ/Kg]	Rp
R-22	138,959	169,74	4,51	30,78	3,423
R-410A	125,307	158,512	3,77	33,205	3,355

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO

A partir do ciclo *default* gerado anteriormente, foi realizada a variação de temperatura no evaporador. As temperaturas do evaporador variaram numa escala de -50°C a 25°C com incremento de 5°C e a temperatura do condensador se manteve constante em 54°C . Os resultados dos dados óbitos pelo software estão mostrados na Tab. 4.1 e nas Fig(s). 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 e 4.7.

Para estas simulações foi admitido o ciclo ideal de compressão de um estágio. As perdas de pressão das linhas de sucção e descarga do compressor, as perdas de calor do compressor, as perdas de calor da linha de sucção e os graus de superaquecimento na saída do evaporador foram considerados nulos. A eficiência isentrópica do compressor foi admitida 100%.

Tabela 4.1. Dados dos parâmetros do R-22 e do R-410A em função da variação da temperatura de evaporação.

Dados referentes ao R-22						Dados referentes ao R-410A					
Te [°C]	Qe [KJ/Kg]	Qc [KJ/Kg]	COP	W [KJ/Kg]	Rp	Te [°C]	Qe [KJ/Kg]	Qc [KJ/Kg]	COP	W [KJ/Kg]	Rp
-50	115,05	209,578	1,22	94,528	33,025	-50	96,234	199,044	0,94	102,81	29,292
-45	117,412	204,563	1,35	87,151	25,711	-45	99,233	194,096	1,05	94,863	23,087
-40	119,738	199,955	1,49	80,217	20,262	-40	102,182	189,551	1,17	87,369	18,42
-35	122,025	195,71	1,66	73,685	16,149	-35	105,07	185,358	1,31	80,288	14,845
-30	124,267	191,786	1,84	67,519	13,008	-30	107,888	181,472	1,47	73,584	12,081
-25	126,459	188,174	2,05	61,688	10,581	-25	110,624	177,848	1,65	67,224	9,921
-20	128,596	184,761	2,29	56,165	8,686	-20	113,267	174,45	1,85	61,183	8,217
-15	130,673	181,599	2,57	50,926	7,191	-15	115,803	171,24	2,09	55,436	6,858
-10	132,685	178,835	2,89	45,951	6,002	-10	118,219	168,184	2,37	49,965	5,766
-5	134,625	175,847	3,27	41,221	5,047	-5	120,499	165,25	2,69	44,75	4,881
0	136,49	173,211	3,72	36,721	4,274	0	122,626	162,405	3,08	39,779	4,158
5	138,271	170,708	4,26	32,437	3,643	5	124,579	159,618	3,56	35,038	3,563
10	139,963	168,319	4,94	28,356	3,124	10	126,336	156,855	4,14	30,519	3,07
15	141,559	166,027	5,79	24,468	2,695	15	127,87	154,084	4,88	26,214	2,659

20	143,048	163,811	6,89	20,763	2,337	20	129,148	151,265	5,84	22,117	2,314
25	144,419	161,653	8,38	17,234	2,037	25	130,131	148,358	7,14	18,227	2,023

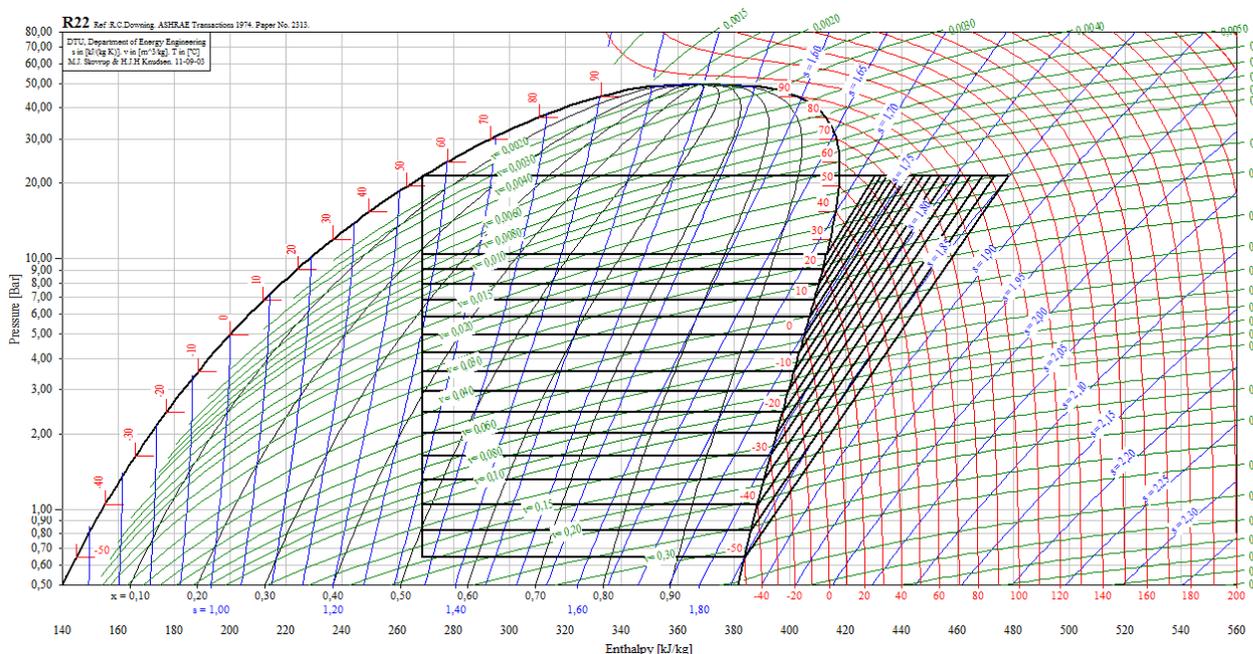


Figura 4.1. Gráfico da pressão versus entalpia para a variação das temperaturas de evaporação do R-22.

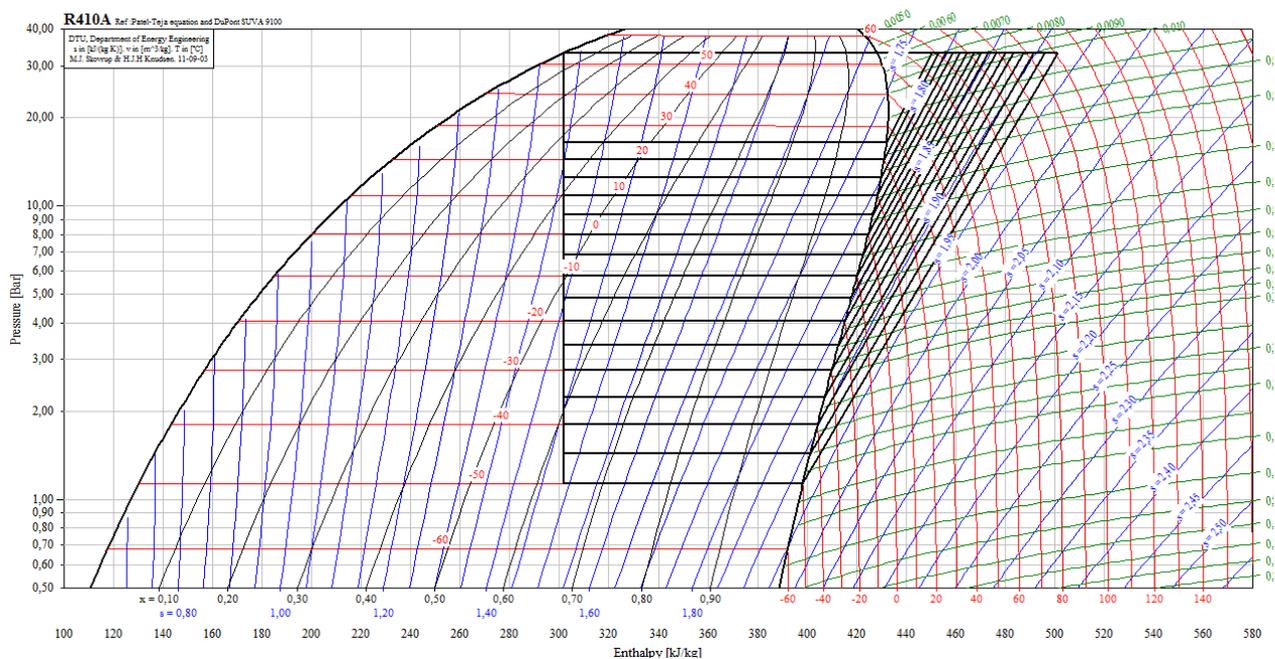


Figura 4.2. Gráfico da pressão versus entalpia para a variação das temperaturas de evaporação do R-410A.

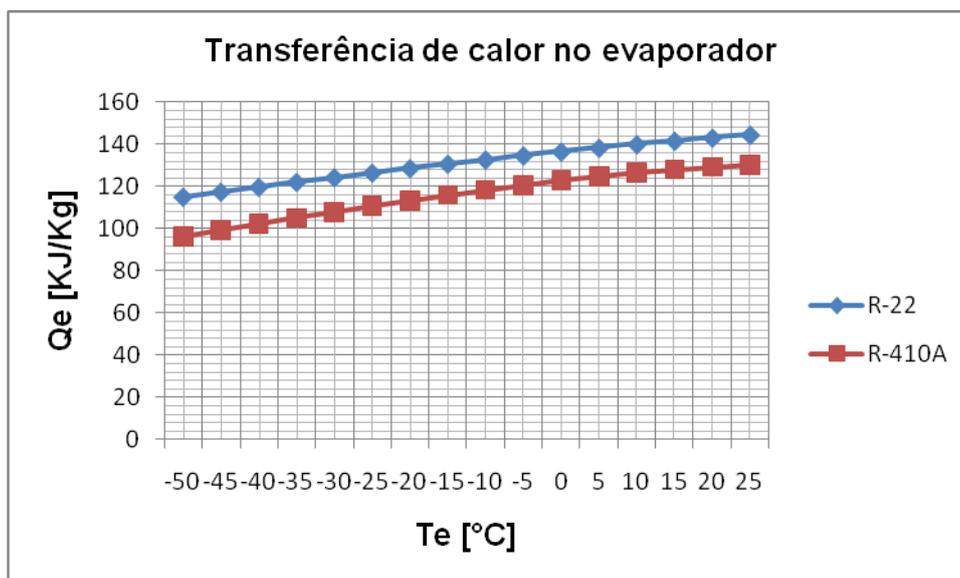


Figura 4.3. Gráfico comparativo do Q_e [kJ/kg] versus T_e [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

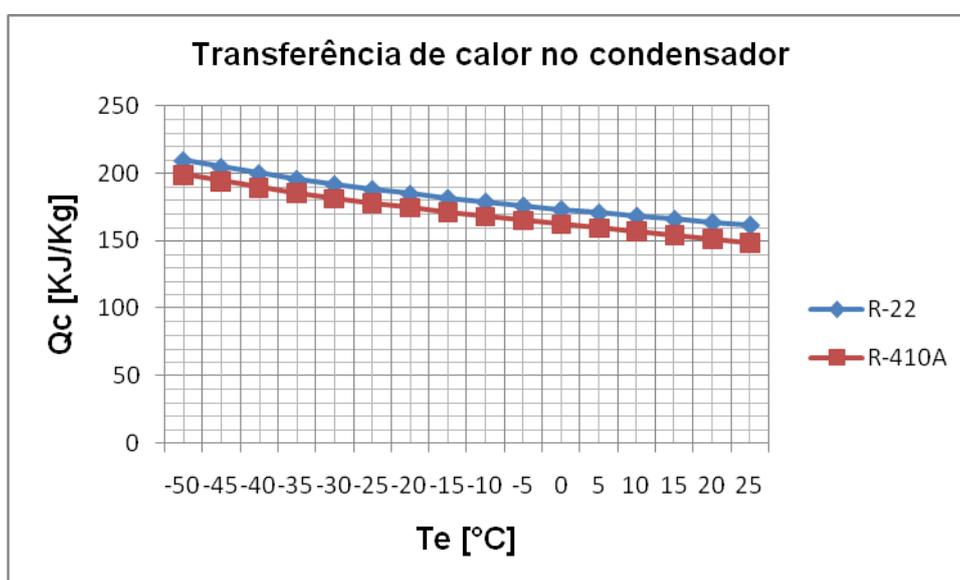


Figura 4.4. Gráfico comparativo do Q_c [kJ/kg] versus T_e [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

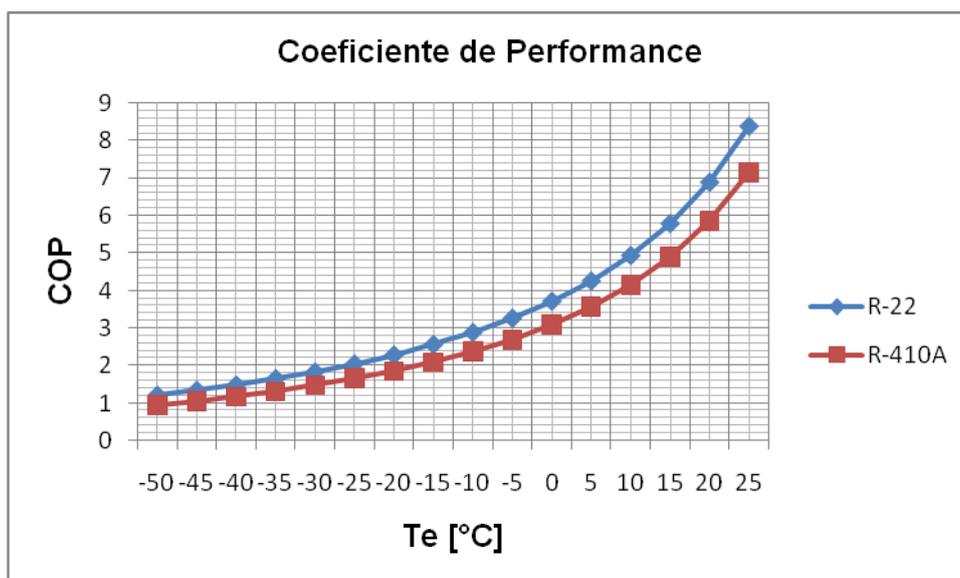


Figura 4.5. Gráfico comparativo do COP versus T_e [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

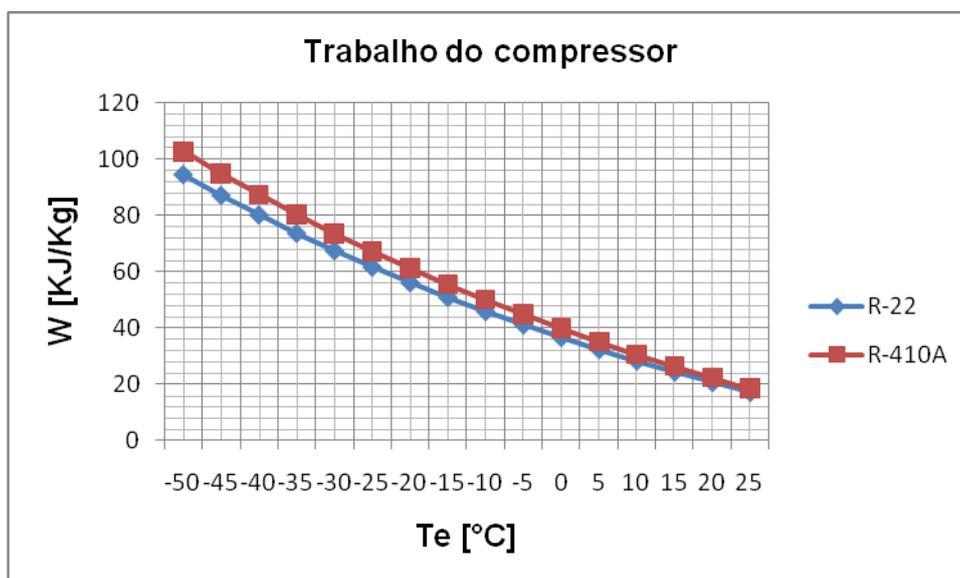


Figura 4.6. Gráfico comparativo do W [kJ/kg] versus T_e [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

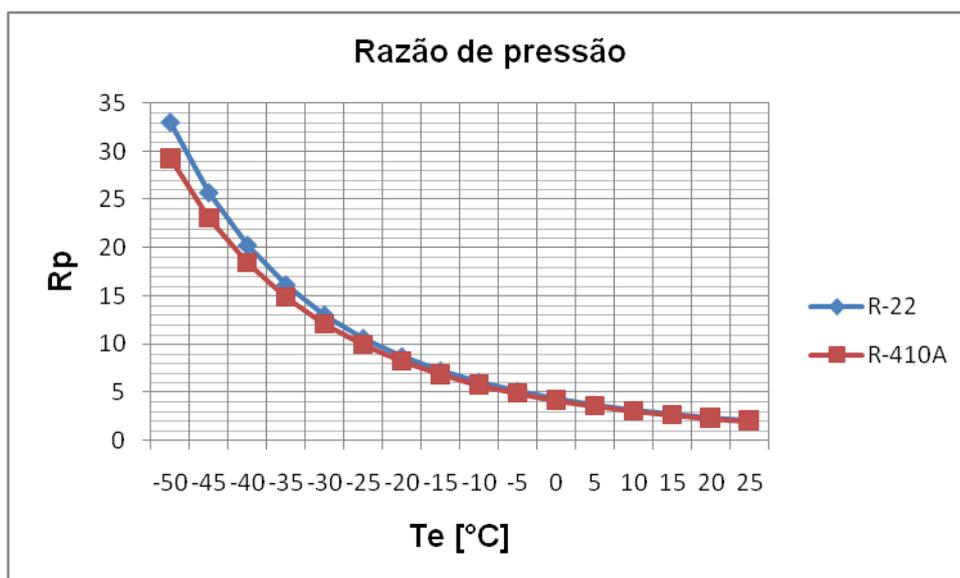


Figura 4.7. Gráfico comparativo do R_p versus T_e [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

Observa-se a partir da Fig.4.3 que a transferência de calor no evaporador – Q_e [kJ/kg] – é maior para o R-22 do que para o R-410A à medida que a temperatura de evaporação aumenta e pela Fig.4.5 observa-se que o COP aumenta à medida que a temperatura de evaporação também aumenta. Mas segundo CALM e DOMANSKI (2005) a maioria dos estudos relata uma leve alteração na eficiência se o refrigerante R-410A for adotado, que se eleva de 1 a 7% para aplicações de resfriamento, e varia entre 3% de decréscimo e 7% de acréscimo para aplicações de aquecimento.

Pela Fig. 4.6 observa-se que o trabalho consumido pelo compressor diminui quando a temperatura de evaporação decresce e que o trabalho para o R-410A é maior que para o R-22 e esse resultado está coerente ao que Fabris G. et al. (2004) obteve em uma simulação na qual mostrou que a capacidade de refrigeração para o R-410A é cerca de 31,6% maior em relação ao R-22 o que indica em um compressor de maior potência de compressão.

Ainda seguindo a linha de raciocínio Fabris G. et al. (2004) de o coeficiente de eficácia foi aproximadamente 50 a 56% maior para o R-22 em relação ao R-410A. A temperatura de descarga é acrescida de 5,8% para o R-

22 em relação ao R-410A, sendo que a vazão mássica de refrigerante para o R-410A foi de 63 a 75% maior que a vazão mássica para o R-22.

4.2. VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE CONSENSAÇÃO

A partir do ciclo *default* gerado anteriormente, foi realizada a variação de temperatura no condensador. As temperaturas do condensador variaram numa escala de 30°C a 70°C com incremento de 5°C e a temperatura do evaporador se manteve constante em 7°C. Os resultados dos dados óbitos pelo software estão mostrados na Tab.4.2 e nas Fig(s). 4.8, 4.9, 4.10, 4.11, 4.12, 4.13 e 4.14.

Para estas simulações foi admitido o ciclo ideal de compressão de um estágio. As perdas de pressão das linhas de sucção e descarga do compressor, as perdas de calor do compressor, as perdas de calor da linha de sucção e os graus de superaquecimento na saída do evaporador foram considerados nulos. A eficiência isentrópica do compressor foi admitida 100%.

Tabela 4.2. Dados dos parâmetros do R-22 e do R-410A em função da variação da temperatura de condensação.

Dados referentes ao R-22						Dados referentes ao R-410A					
Tc [°C]	Qe [KJ/Kg]	Qc [KJ/Kg]	COP	W [KJ/Kg]	Rp	Tc [°C]	Qe [KJ/Kg]	Qc [KJ/Kg]	COP	W [KJ/Kg]	Rp
30	171,189	187,094	10,76	15,906	1,919	30	177,008	194,293	10,24	17,285	1,889
35	164,738	183,884	8,6	19,146	2,181	35	167,191	188,191	8,06	20,768	2,143
40	158,166	180,476	7,09	22,31	2,469	40	157,345	181,504	6,51	24,159	2,423
45	151,455	176,855	5,96	25,4	2,783	45	146,66	174,123	5,34	27,463	2,729
50	144,586	173,004	5,09	28,417	3,127	50	135,202	165,886	4,41	30,684	3,064
55	137,532	168,897	4,38	31,364	3,5	55	122,707	156,535	3,63	33,827	3,431
60	130,256	164,5	3,8	34,243	3,906	60	108,722	145,623	2,95	36,9	3,83
65	122,708	159,765	3,31	37,058	4,346	65	92,18	132,091	2,31	39,911	4,264
70	114,811	154,622	2,88	39,811	4,823	70	Ponto inválido de operação				

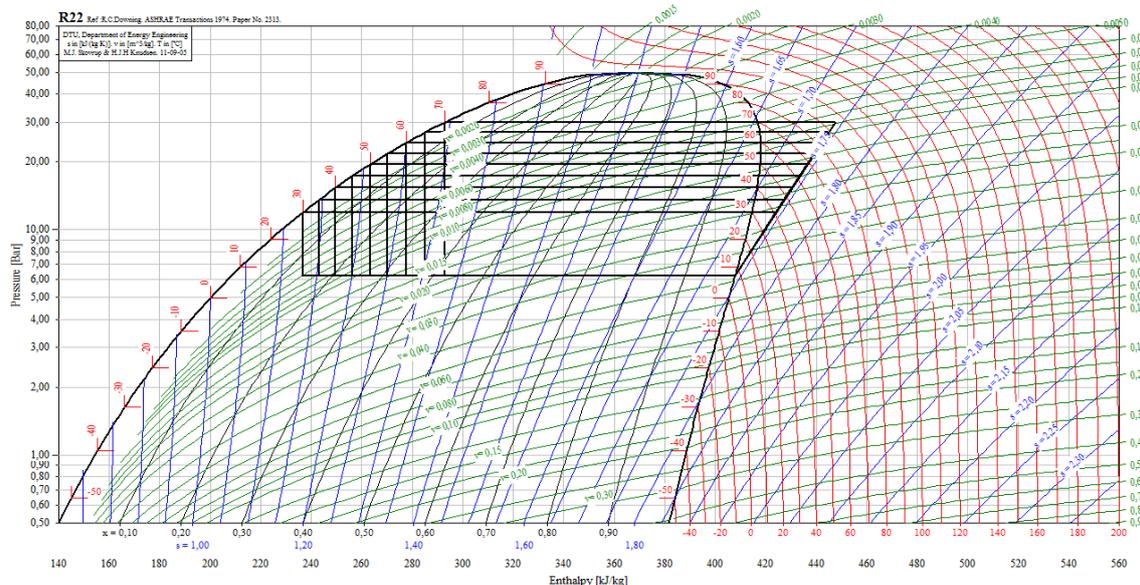


Figura 4.8. Gráfico da pressão versus entalpia para a variação das temperaturas de condensação do R-22.

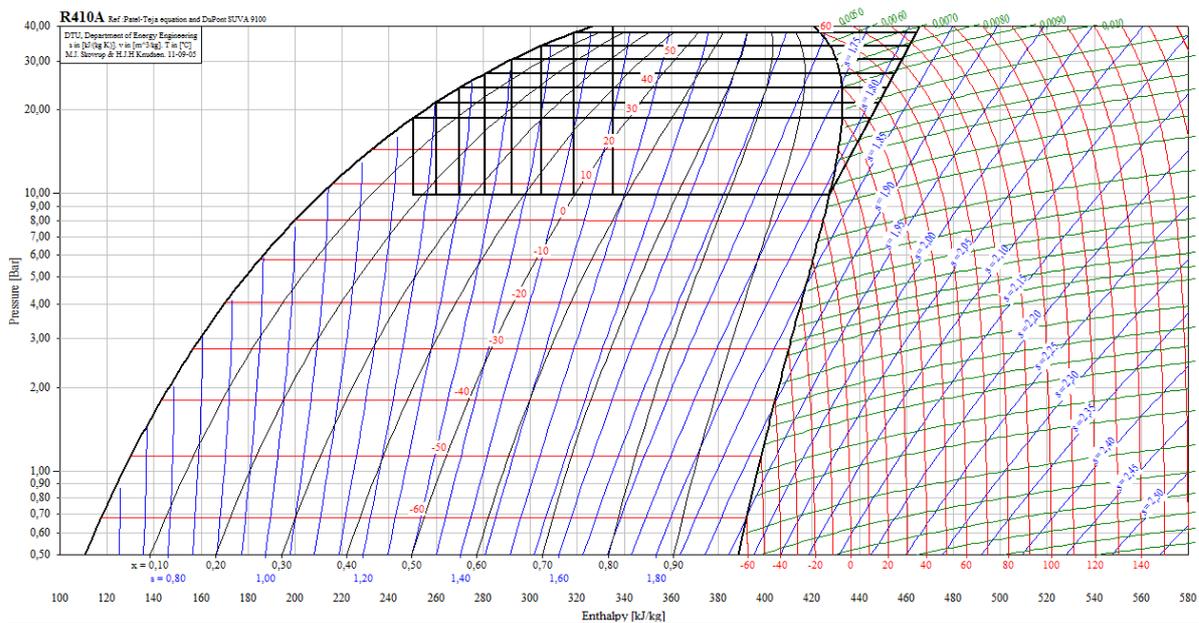


Figura 4.9. Gráfico da pressão versus entalpia para a variação das temperaturas de condensação do R-410A.

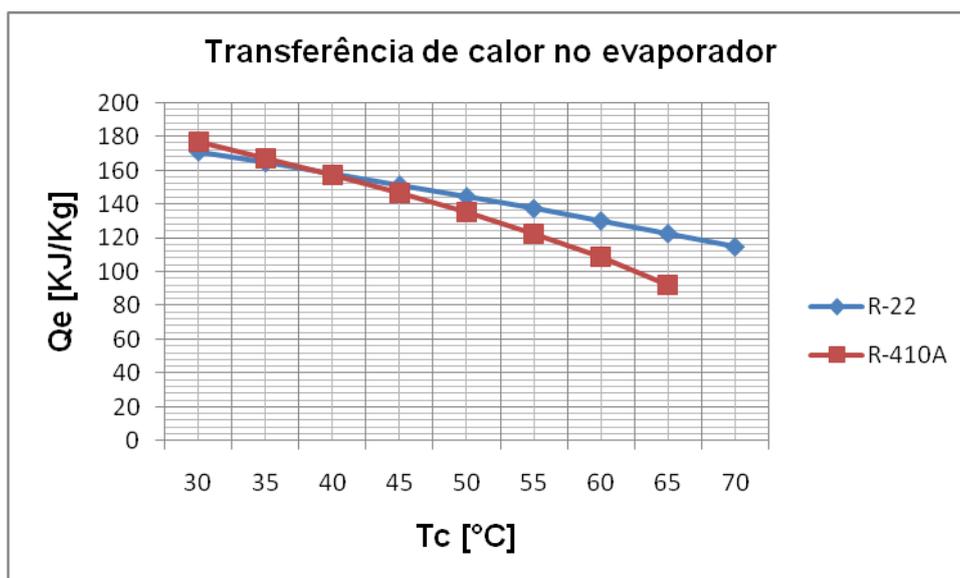


Figura 4.10. Gráfico comparativo do Q_e [kJ/kg] versus T_c [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

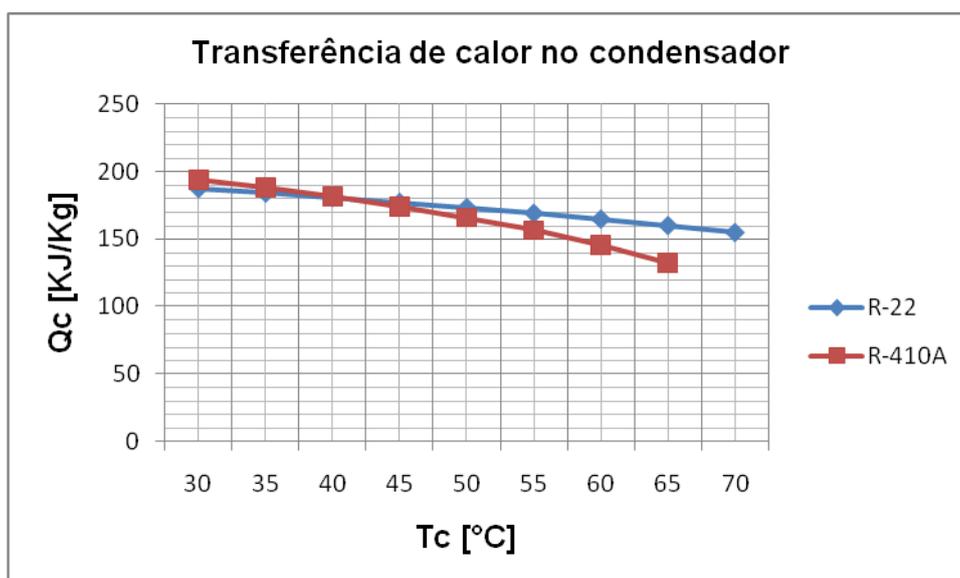


Figura 4.11. Gráfico comparativo do Q_c [kJ/kg] versus T_c [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

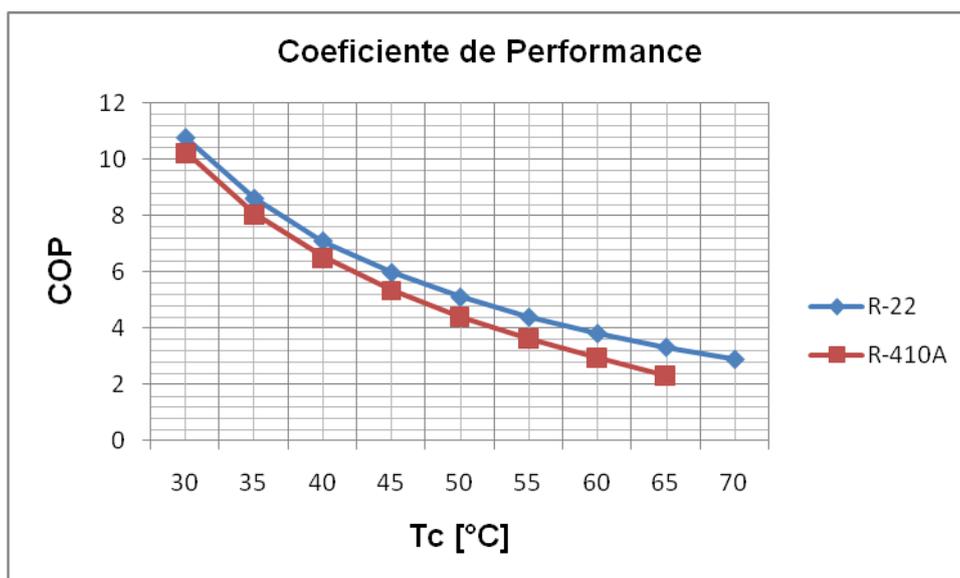


Figura 4.12. Gráfico comparativo do COP versus T_c [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

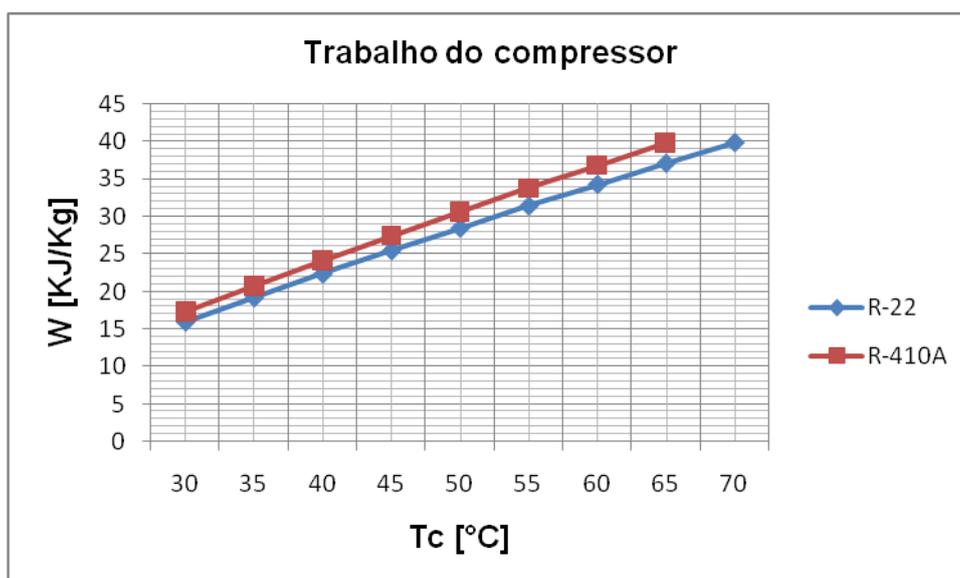


Figura 4.13. Gráfico comparativo do W [kJ/kg] versus T_c [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

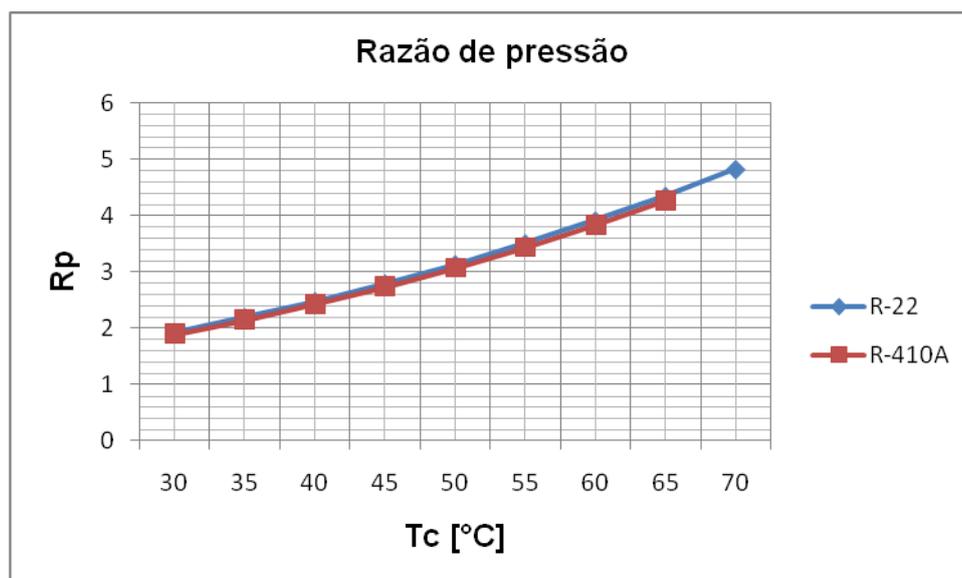


Figura 4.14. Gráfico comparativo do R_p versus T_c [°C] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

Observa-se nas Fig(s). 4.10 e 4.11 que o Q_e [kJ/kg] e o Q_c [kJ/kg] foram maiores para o R-22 e que ambos decresceram com o aumento da temperatura de condensação. Pela Fig.4.12 percebe-se que e que o COP aumenta à medida que a temperatura de condensação diminui.

Domanski (1995) analisou algumas das implicações e limitações das eficiências teóricas dos refrigerantes, e mostrou que o R-410A sofre, em comparação com o R-22, uma degradação significativa de performance para operações com temperaturas de condensação elevadas, embora seu desempenho seja comparável ao do R-22 para condições típicas de operação.

Um fato importante que deve ser lembrado é que mediante o software Coolpack a temperatura e a pressão crítica para o R-410A é 74 °C e 51 bar e para o R-22 é 96 °C e 49 bar e segundo CALM e DOMANSKI (2005), embora opere com elevadas pressões de condensação – aproximadamente 60% maiores que o R-22 para sistemas a ar -, esta mistura quase-azeotrópica promete reduzir o tamanho dos equipamentos. Contudo Emerson (2008) realizou uma ampla pesquisa que tem mostrado que o R-410A é o melhor substituto para sistemas de alta temperatura com o refrigerante R-22 - e os fabricantes concordam com isso.

Enquanto o R-134A trabalha a baixas pressões, o R-410A apresenta um comportamento oposto, de modo que requerem diferentes projetos (CALM; DOMANSKI, 2005).

A Fig. 4.14 mostra que a razão de pressão entre o R-22 e o R-410A são praticamente iguais e que ambos aumentam com o aumento da temperatura. E segundo EMERSON (2008) o R-410A é considerado um refrigerante de pressão muito alta. Refrigerantes de pressão muito alta operam a pressões significativamente maiores que aquelas vistas em refrigerantes como o R-22 e R-502. Para aplicações em refrigeração, o R-410A é potencialmente o mais eficiente refrigerante em condições de média temperatura (zero a 30 graus Fahrenheit).

Ainda segundo EMERSON (2008) há várias diferenças operacionais distintas entre os refrigerantes R-22 e R-410A. O R-410A opera a uma pressão 50% maior que o R-22; entretanto, a maior pressão permite que o sistema na verdade opere a uma menor temperatura.

4.3. ANÁLISE DO GRAU DE SUPERAQUECIMENTO

No ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor o refrigerante sai do evaporador e entra no compressor como vapor saturado. Na prática, porém, pode não ser possível controlar o estado do refrigerante de modo tão preciso. Em vez disso, é mais fácil criar o sistema para que o refrigerante fique ligeiramente superaquecido na entrada do compressor. Portanto, os sistemas de refrigeração comercial necessitam de algum tipo de controle de forma a assegurar que nenhum líquido possa chegar ao compressor o que poderia causar danos aos mesmos (ÇENGEL; BOLES, 2006).

O dispositivo mais utilizado para controlar o grau de superaquecimento na saída do evaporador é a válvula de expansão termostática.

Esta seção analisa o efeito do grau de superaquecimento sobre o coeficiente de performance do sistema de refrigeração.

Para estas simulações considerou-se um sistema de compressão a vapor ideal de um único estágio de compressão. As perdas de pressão nas

linhas de sucção e descarga, as perdas de calor do compressor, as taxas de transferência de calor das linhas de sucção e o grau de sub-resfriamento foram considerados nulos. A temperatura de condensação do refrigerante foi admitida igual a 54°C e a temperatura de evaporação foi admitida igual a 7°C. O grau de superaquecimento variou numa escala de 0 a 30K e com incremento de 5K. Os resultados dos dados óbitos pelo software estão mostrados na Tab. 4.3 e nas Fig(s). 4.15, 4.16, 4.17, 4.18, 4.19, 4.20 e 4.21.

Tabela 4.3. Dados dos parâmetros do R-22 e do R-410A em função da variação da temperatura de superaquecimento.

Dados referentes ao R-22						Dados referentes ao R-410A					
Tsh [K]	Qe [KJ/Kg]	Qc [KJ/Kg]	COP	W [KJ/Kg]	Rp	Tsh [K]	Qe [KJ/Kg]	Qc [KJ/Kg]	COP	W [KJ/Kg]	Rp
0	138,959	169,74	4,51	30,78	3,423	0	125,307	158,512	3,77	33,205	3,355
5	142,378	174,378	4,51	31,669	3,423	5	129,796	164,101	3,78	34,305	3,355
10	146,44	178,976	4,5	32,523	3,423	10	134,284	169,663	3,8	35,38	3,355
15	150,157	183,54	4,5	33,383	3,423	15	138,775	175,206	3,81	36,43	3,355
20	153,863	188,863	4,5	34,214	3,423	20	143,275	180,735	3,82	37,46	3,355
25	157,564	192,593	4,5	35,03	3,423	25	147,786	186,257	3,84	38,471	3,355
30	161,261	197,093	4,5	35,832	3,423	30	152,31	191,775	3,86	39,465	3,355

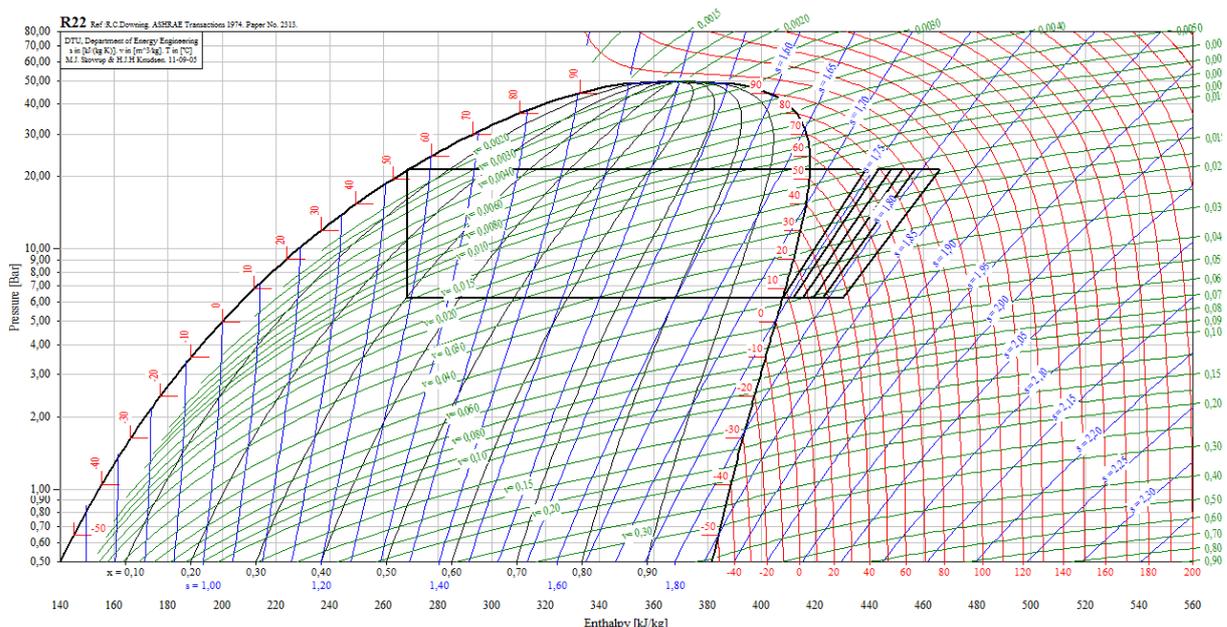


Figura 4.15. Gráfico da pressão versus entalpia para a variação do grau de superaquecimento do R-22.

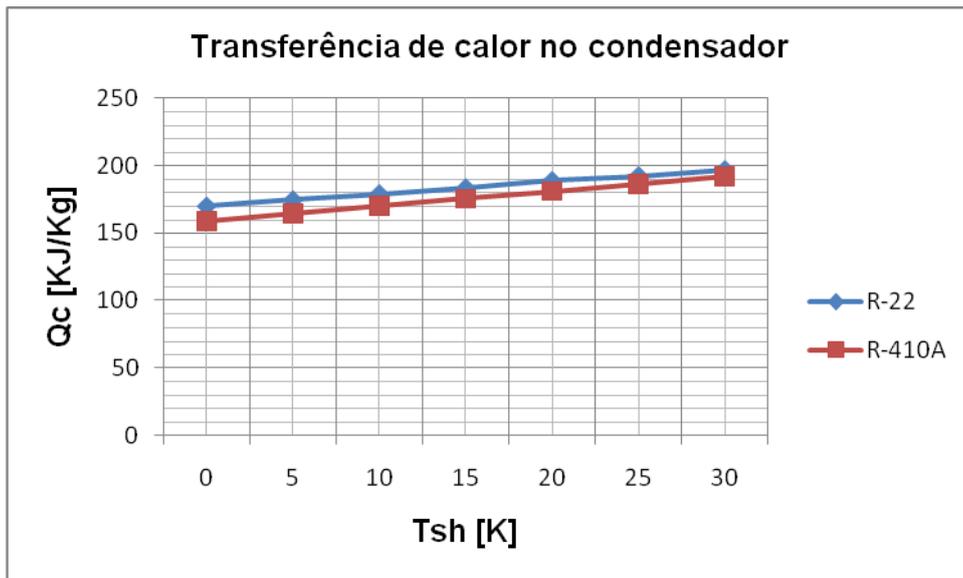


Figura 4.18. Gráfico comparativo do Q_c [kJ/kg] versus T_{sh} [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

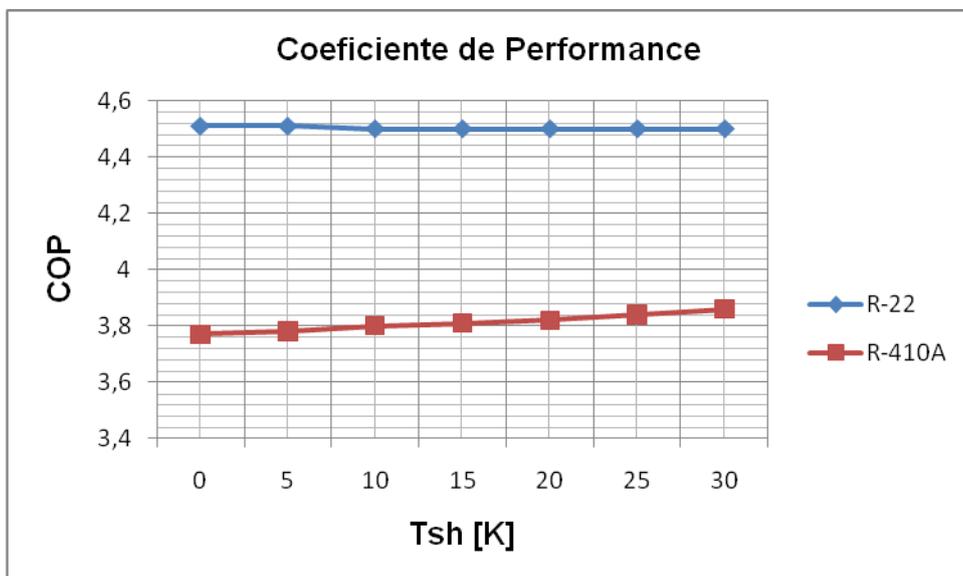


Figura 4.19. Gráfico comparativo do COP versus T_{sh} [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

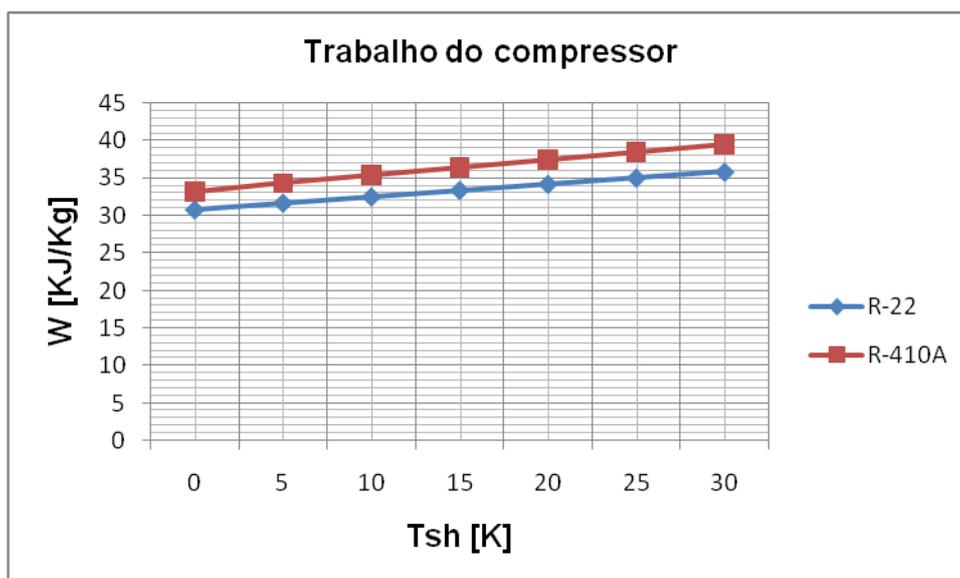


Figura 4.20. Gráfico comparativo do W [kJ/kg] versus Tsh [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

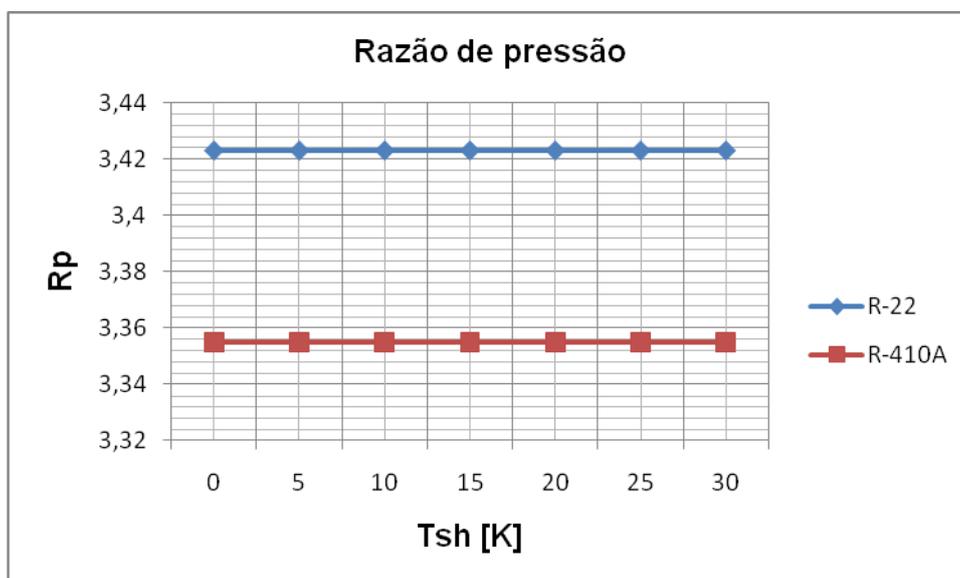


Figura 4.21. Gráfico comparativo do Rp versus Tsh [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

Nota-se da Fig. 4.19 que para o R-410A o COP aumenta à medida que o grau de superaquecimento aumenta e para o R-22 o oposto acontece, porém em menor proporção. Com o aumento do grau de superaquecimento a

temperatura do refrigerante na saída no evaporador aumenta e, conseqüentemente, a temperatura média do refrigerante no evaporador também aumenta o que promove aumento do COP, conforme Fig. 4.17. Por outro lado, o aumento da temperatura do refrigerante na saída do evaporador (entrada do compressor) resulta em aumento da temperatura do refrigerante na saída do compressor (entrada do condensador), conforme mostra a Fig. 4.18 e, conseqüentemente, aumento da temperatura média do refrigerante no condensador o que acarreta redução do COP. Portanto, haverá aumento real do COP sempre que o aumento da temperatura média do evaporador for maior que o aumento da temperatura média do condensador (NETO et al, 2006).

Tanto as irreversibilidades associadas ao processo de expansão como ao superaquecimento de refrigerante são influenciadas pelas inclinações nas linhas de líquido e de vapor saturado. Tais perdas são maiores nas regiões próximas ao ponto crítico. CALM e DOMANSKI (2005) observaram ainda que o R-410A possui uma temperatura crítica mais baixa em comparação com o R-22, de modo que, para uma mesma condição de operação - mesmas temperaturas de evaporação e de condensação -, as irreversibilidades associadas tanto ao superaquecimento como ao processo de expansão se tornam mais pronunciadas para a mistura. E que as irreversibilidades são fatores preponderantes para diminuição do COP.

4.4. ANÁLISE DO GRAU DE SUB-RESFRIAMENTO

No ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor assume-se que o refrigerante sai do condensador como líquido saturado à pressão de saída do compressor. Na realidade, porém, certa queda de pressão é inevitável no condensador, bem como nas linhas que conectam o condensador ao compressor e à válvula de expansão. Não é fácil executar o processo de condensação com a precisão que permita que o refrigerante seja um líquido saturado no final, e não é desejável direcionar o refrigerante para a válvula de expansão antes que este seja completamente condensado. Portanto, o

refrigerante é sub-resfriado de alguma forma antes de entrar na válvula de expansão (ÇENGEL; BOLES, 2006).

Para estas simulações considerou-se um sistema de compressão a vapor ideal de um único estágio de compressão. As perdas de pressão nas linhas de sucção e descarga, as perdas de calor do compressor, as taxas de transferência de calor das linhas de sucção e o grau de superaquecimento foram considerados nulos. A temperatura de condensação do refrigerante foi admitida igual a 54°C e a temperatura de evaporação foi admitida igual a 7°C. O grau de superaquecimento variou numa escala de 0 a 30K e com incremento de 5K. Os resultados dos dados óbitos pelo software estão mostrados na Tab. 4.4 e nas Fig(s). 4.22, 4.23, 4.24, 4.25, 4.26, 4.27 e 4.28.

Tabela 4.4. Dados dos parâmetros do R-22 e do R-410A em função da variação da temperatura de sub-resfriamento.

Dados referentes ao R-22						Dados referentes ao R-410A					
Tsc [K]	Qe [KJ/Kg]	Qc [KJ/Kg]	COP	W [KJ/Kg]	Rp	Tsc [K]	Qe [KJ/Kg]	Qc [KJ/Kg]	COP	W [KJ/Kg]	Rp
0	138,959	169,74	4,51	30,78	3,423	0	125,307	158,512	3,77	33,205	3,355
5	145,974	176,754	4,74	30,78	3,423	5	137,545	170,75	4,14	33,205	3,355
10	152,809	183,59	4,96	30,78	3,423	10	148,823	182,028	4,48	33,205	3,355
15	159,491	190,271	5,18	30,78	3,423	15	159,375	192,58	4,8	33,205	3,355
20	166,038	196,818	5,39	30,78	3,423	20	169,35	202,555	5,1	33,205	3,355
25	172,465	203,246	5,6	30,78	3,423	25	178,854	212,058	5,39	33,205	3,355
30	178,785	209,785	5,81	30,78	3,423	30	187,96	221,165	5,66	33,205	3,355

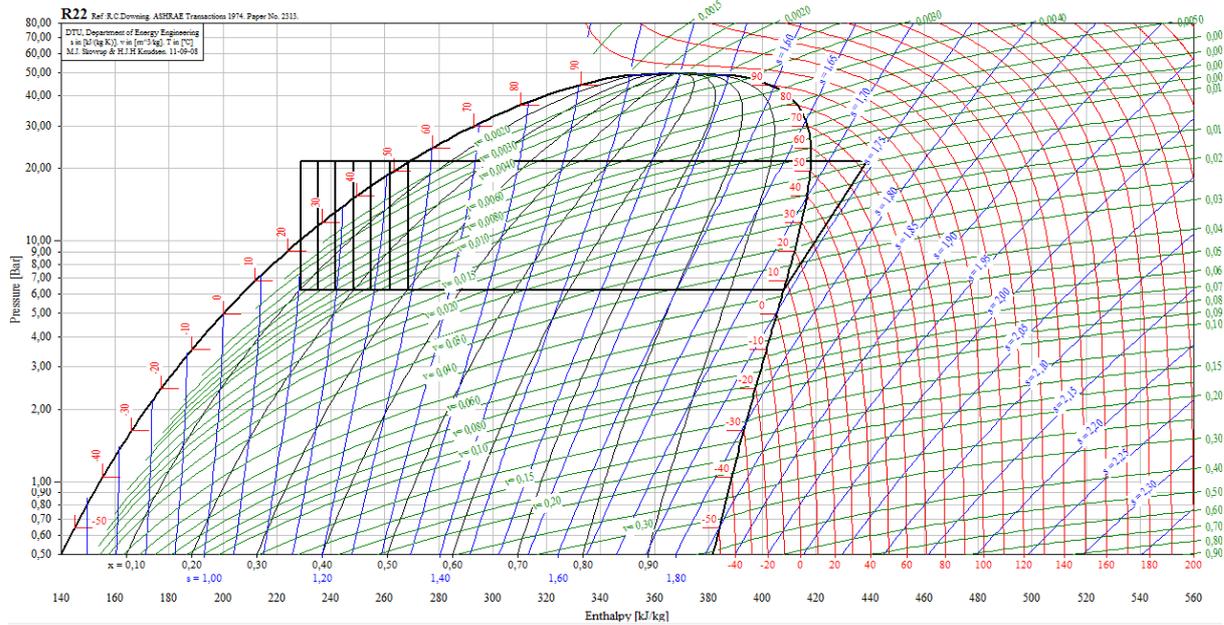


Figura 4.22. Gráfico da pressão versus entalpia para a variação do grau de sub-resfriamento do R-22.

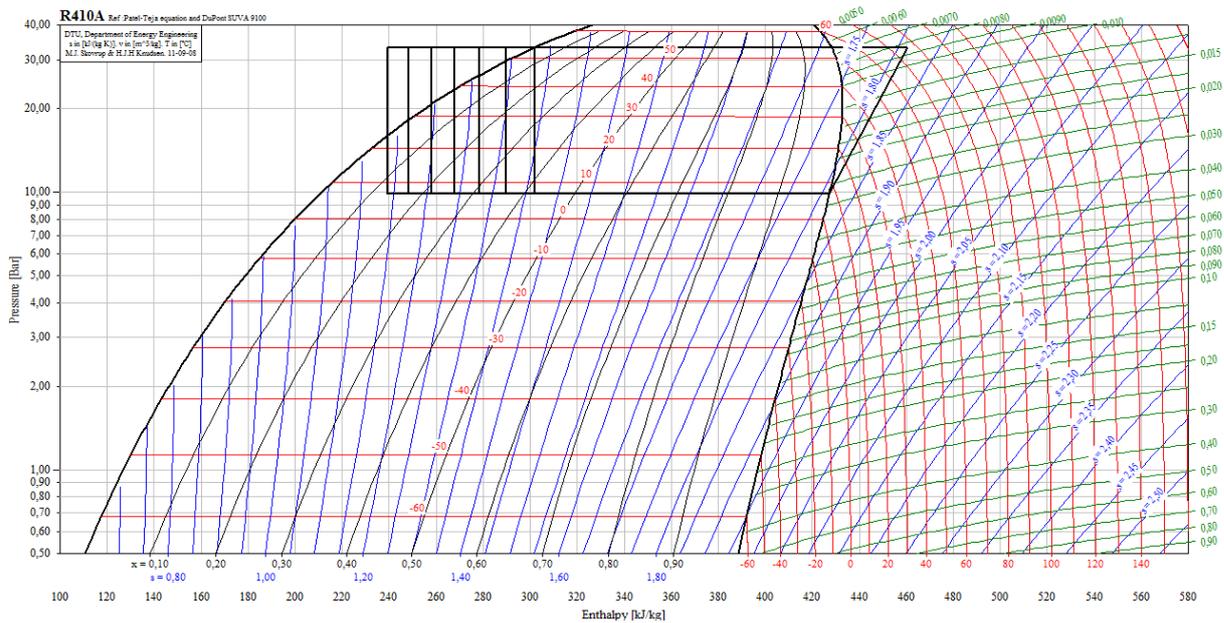


Figura 4.23. Gráfico da pressão versus entalpia para a variação do grau de sub-resfriamento do R-410A.

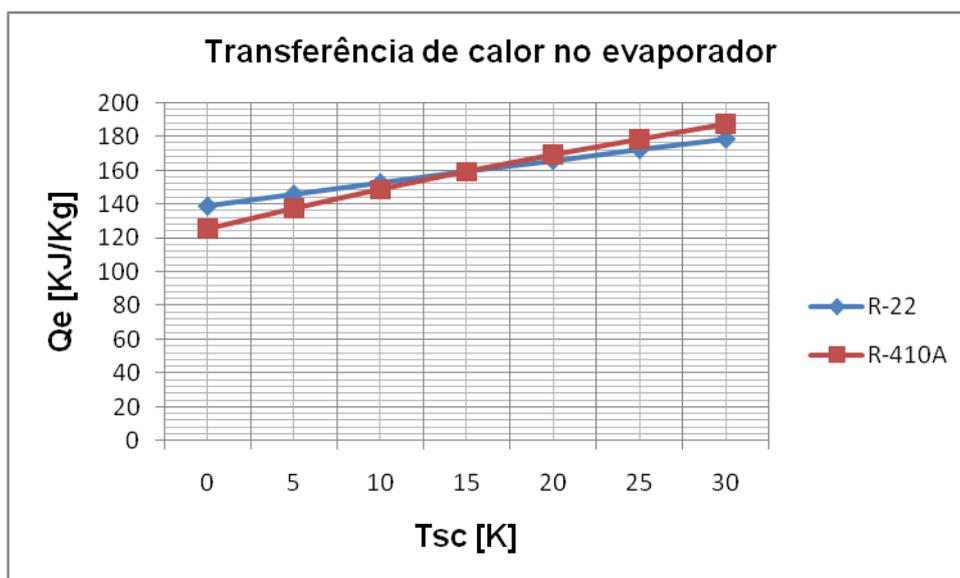


Figura 4.24. Gráfico comparativo do Q_e [kJ/kg] versus T_{sc} [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

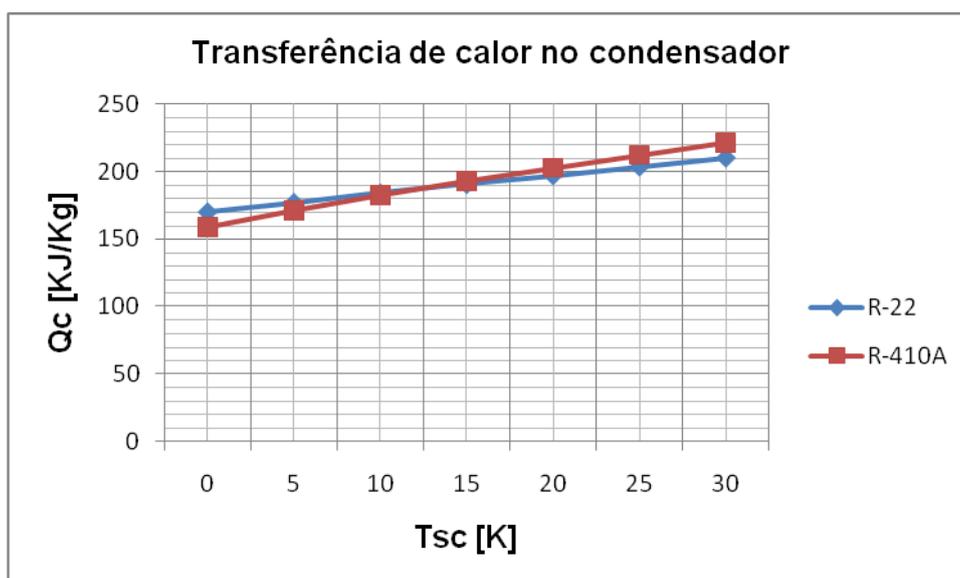


Figura 4.25. Gráfico comparativo do Q_c [kJ/kg] versus T_{sc} [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

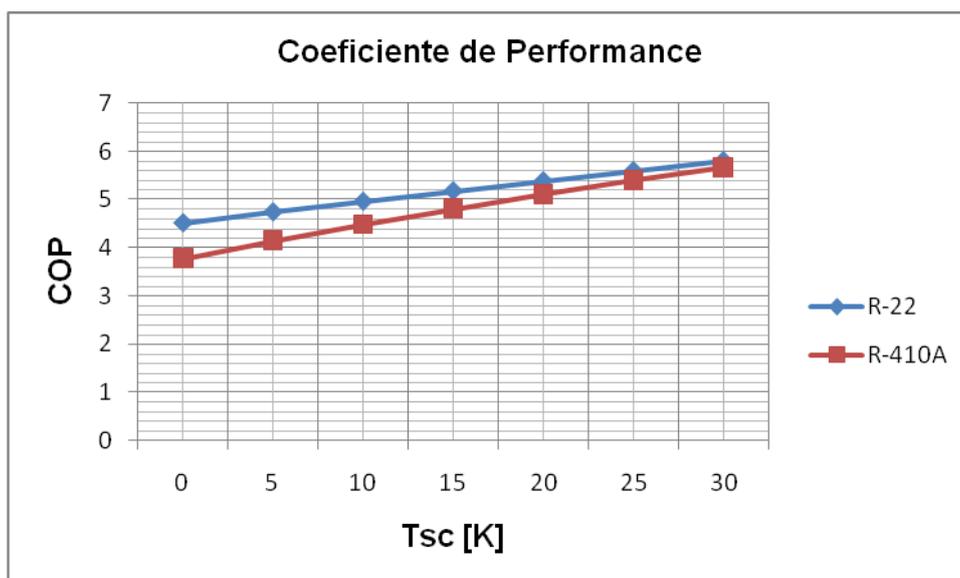


Figura 4.26. Gráfico comparativo do COP versus Tsc [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

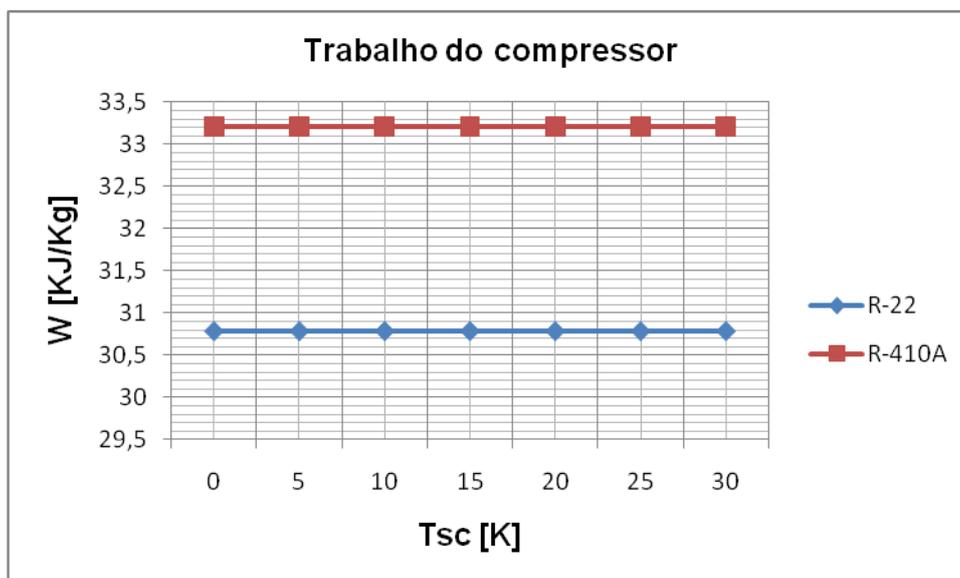


Figura 4.27. Gráfico comparativo do W [kJ/kg] versus Tsc [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

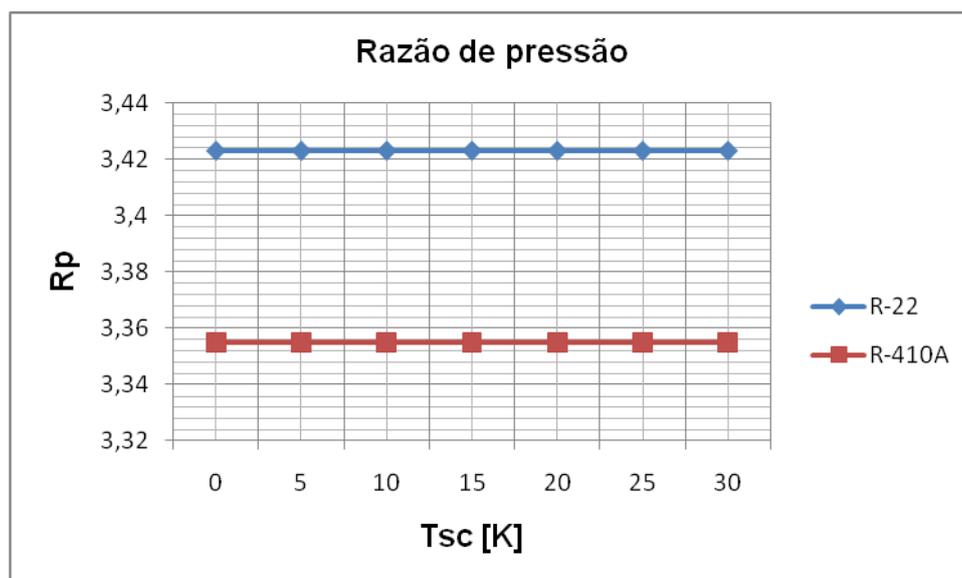


Figura 4.28. Gráfico comparativo do Rp versus Tsc [K] dos refrigerantes R-22 e R-410A.

Mediante as Fig(s). 4.24 e 4.25 tanto o Q_e [kJ/kg] quanto o Q_c [kJ/kg] aumentaram com o aumento da variação do grau de sub-resfriamento e que a variação foi mais sensível para o R-410A que obteve maiores valores. Com isso o COP do R-410A teve maior crescimento que o COP do R-22 no intervalo de temperatura proposto na simulação, vide Fig. 4.26. Há de se destacar que a razão de pressão e o trabalho no compressor permaneceram inalterados.

No ciclo real, o sub-resfriamento e o superaquecimento servem não apenas para melhorar a eficiência do ciclo, mas também, para garantir respectivamente que na válvula de expansão tenha somente líquido, e que na entrada do compressor tenha somente gás (MEDEIROS; BARBOSA, 2009).

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho de conclusão de curso foi realizada uma vasta revisão bibliográfica pertinente ao assunto, com o objetivo de procurar um fluido refrigerante substituto ao R-22, cuja sua substituição seja realizada de maneira metódica e disciplinada estabelecida pelo Protocolo de Montreal.

Porém até então, não foi identificado um refrigerante formado por um único componente que seja capaz de substituir o R-22 em toda sua ampla faixa de aplicação, de modo que as misturas refrigerantes, se selecionadas de acordo com a aplicação, oferecem a melhor opção. A indústria de refrigeração e condicionamento de ar tem desenvolvido equipamentos cada vez mais eficientes, que operam com refrigerantes alternativos e atingem, ou mesmo ultrapassam as metas de eficiência estabelecidas. Resultados favoráveis obtidos com produtos já lançados e a experiência com a eliminação dos CFCs sugerem que a remoção do R-22 trará avanços tecnológicos significativos.

Em um cenário como este, uma solução bastante viável para substituir o R-22 e demais HCFCs, é o uso de fluidos refrigerantes a base de HFC, que são livres de cloro e não estão em processo de eliminação pelo Protocolo de Montreal. Dado que os HFCs são produtos tecnicamente muito similares aos HCFCs, a transição entre os produtos é fácil, e a maneira de operar os sistemas se mantém.

Este trabalho constou da apresentação de resultados de várias simulações utilizando o software de refrigeração Coolpack. Foram realizadas simulações para os refrigerantes R-410A e R-22, considerando-se ainda o efeito da variação de diferentes variáveis sobre o coeficiente de performance do ciclo de refrigeração COP.

As seguintes conclusões constatadas mediante as análises das variações das temperaturas de evaporação, condensação, superaquecimento e super-resfriamento em comparação com o ciclo default estão listadas logo abaixo:

- Para o R-22 o COP teve um aumento mínimo de 9,5% com $T_e = 10\text{ °C}$ e obteve um aumento máximo de 85,8% com $T_e = 25\text{ °C}$. Já para o R-410A o COP teve um aumento mínimo de 9,8% com $T_e = 10\text{ °C}$ e obteve um aumento máximo de 89,4% com $T_e = 25\text{ °C}$. Com isso pode-se concluir que o COP aumenta com o aumento da temperatura de evaporação e que o R-410A apresentou melhores resultados;
- Para o R-22 o COP teve um aumento mínimo de 12,9% com $T_c = 50\text{ °C}$ e obteve um aumento máximo de 138,6% com $T_c = 30\text{ °C}$. Já para o R-410A o COP teve um aumento mínimo de 17% com $T_c = 50\text{ °C}$ e obteve um aumento máximo de 171,6% com $T_c = 30\text{ °C}$. Com isso pode-se concluir que o COP diminui com o aumento da temperatura de condensação e que o R-410A apresentou melhores resultados;
- Para o R-22 o COP se manteve praticamente inalterado com a variação da temperatura de superaquecimento. Já para o R-410A o COP teve um aumento mínimo de 0,3% com $T_{sh} = 5\text{ K}$ e obteve um aumento máximo de 2,4% com $T_{sh} = 30\text{ K}$. Com isso pode-se concluir que o COP do R-410A aumenta à medida que o grau de superaquecimento aumenta e diminui à medida que o grau de superaquecimento diminui para o R-22;
- Para o R-22 o COP teve um aumento mínimo de 5,1% com $T_{sc} = 5\text{ K}$ e obteve um aumento máximo de 28,8% com $T_{sc} = 30\text{ K}$. Já para o R-410A o COP teve um aumento mínimo de 9,8% com $T_{sc} = 5\text{ K}$ e obteve um aumento máximo de 50,1% com $T_{sc} = 30\text{ K}$. Com isso pode-se concluir que o COP aumenta com o aumento da temperatura de super-resfriamento e que o R-410A apresentou melhores resultados;
- As modificações do ciclo com o sub-resfriamento e o superaquecimento são sempre aplicadas a fim de melhorar a eficiência do ciclo e garantir um funcionamento adequado de todo o sistema;

- O COP diminui à medida que as perdas de carga aumentam nas linhas de sucção e descarga do compressor.

Se tratando de um fluido ainda em transição os resultados das simulações do R-410A em substituição ao R-22 pesquisado por diversos autores ainda não estão totalmente claros e que em alguns momentos os autores divergem em determinadas características referentes ao R-410A. Neste presente trabalho o comportamento do R-410A se mostrou satisfatório e que alguns dos resultados obtidos vão ao encontro com os resultados de outros autores. Vale ressaltar que a simulação foi feita mediante um ciclo de refrigeração ideal, ou seja, sem perdas por irreversibilidades e que a mesma se deu em virtude das características de operação do R-22.

A partir dos resultados da presente análise, é razoável considerar, em termos da vazão mássica que escoar no sistema de refrigeração que o R-410A não deve ser utilizado no “retrofit” do R-22 em equipamentos existentes e deve sim, ser utilizado apenas para novos equipamentos reprojatados para esses fluidos.

6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Apesar de essa análise computacional ter levado em conta processos em regime permanente, na realidade os processos ocorrem em regime transiente. Para trabalhos futuros vão às seguintes sugestões:

Essa monografia foi baseada em teoria e pesquisas, da próxima vez seria interessante a realização de experimentos para ratificar os resultados obtidos.

- As análises forma baseadas em um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor, em experimentos futuros considerar a utilização de válvulas termostáticas ao invés de tubo capilar. Além de outros dispositivos, como por exemplo, um filtro secador;
- Considerar as perdas de carga na tubulação, além da eficiência de dispositivos como o evaporador e o condensador. Bem como as perdas no compressor, tanto mecânicas através das perdas no eixo, quanto às perdas de calor para o fluido ao redor do compressor;
- Se o foco continuar na análise computacional seria interessante a aquisição de um software de análise mais robusto, que tivesse uma maior gama de componentes do ciclo de refrigeração e pudesse analisar muito mais parâmetros, bem como a variação destes decorrentes de perdas.

7. ANEXOS

7.1. ANEXO I - Substitutos do R-22 (DuPont)

http://www2.dupont.com/Refrigerants/pt_BR/assets/downloads/Tabela_Suva.pdf

Substitutos do R-22			
ISCEON® MO29 R-422D	ISCEON® MO79 R-422A	Suva® 407C R-407C	Suva® 410A R-410A
HFC Retrofit Equipamentos Novos	HFC Retrofit Equipamentos Novos	HFC Equipamentos Novos Opção para Retrofit*	HFC Novos equipamentos projetados para o R-410A
Lubrificante: OM / POE / AB	Lubrificante: OM / POE / AB	Lubrificante: POE	Lubrificante: POE
Temperatura de Evaporação: Baixa Média	Temperatura de Evaporação: Baixa	Temperatura de Evaporação: Média Alta	Temperatura de Evaporação: Média Alta
Aplicações: • <i>Chiller</i> • Refrigeração Doméstica, Comercial e Industrial	Aplicações: • Câmara de Congelados • Refrigeração Comercial e Industrial	Aplicações: • Condicionador de Ar Doméstico • Bomba de Calor • Refrigeração Comercial	Aplicações: • Condicionador de Ar Doméstico • Bomba de Calor

7.2. ANEXO II - Boletim de Informações sobre o Produto

http://www2.dupont.com/Refrigerants/pt_BR/assets/downloads/literaturas/Literatura_Suva_410A.pdf

DuPont Suva® 410A

O Suva® 410A é uma mistura de dois fluidos refrigerantes a base de hidrofluorcarbono (HFC), que não degrada a camada de ozônio. Foi desenvolvido para substituir o R-22 em equipamentos novos, de médias e altas temperaturas de evaporação, projetados exclusivamente para trabalhar com o R-410A.

Classificação ASHRAE: R-410A

Aplicações

- Condicionador de Ar Doméstico;
- Bomba de Calor;
- Refrigeração Comercial.

Benefícios

- Equipamentos desenvolvidos para trabalhar com o Suva® 410A possuem capacidade superior a equipamentos projetados para trabalhar com o R-22;
- HFC: não apresenta potencial de degradação da camada de ozônio;
- Sua utilização não será interrompida devido ao Protocolo de Montreal;
- Baixa toxicidade, similar ao R-22;
- Não é inflamável.

Performance Esperada

Equipamentos desenvolvidos para trabalhar com o Suva® 410A possuem um desempenho 60% superior a equipamentos similares, que utilizam o R-22.

O Suva® 410A apresenta pressão e capacidade de refrigerações significativamente mais altas que o HCFC-22.

A tabela a seguir mostra os desempenhos teóricos do Suva[®] 410A e do HCFC-22:

Comparação do Ciclo* Teórico R-22 com Suva[®] 410A

	R-22	Suva 410 (R-410A)
Capacidade de Refrigeração (relativa ao R-22)	1,0	1,45
COP	6,43	6,07
Coeficiente de Compressão	2,66	2,62
Temperatura de Descarga do Compressor, °C (°F)	77,3(171,2)	74,6(166,3)
Pressão de Descarga do Compressor, kPa	1662	2612
Glide de Temperatura, °C (°F)	0	0

*Condições: condensador: 43,3 °C(110 °F); evaporador: 7,2 °C(45 °F); sub-resfriamento a 2,8 °C(5 °F); superaquecimento: 8,3 °C(15 °F)

Considerações para o Uso

O Suva[®] 410A é compatível apenas com lubrificantes a base de Poliéster (POE).

É recomendável verificar as orientações dos fabricantes do equipamento quanto ao tipo de óleo e carga ideal.

Devido às pressões significativamente mais altas do Suva[®] 410A em comparação com o HCFC-22, um compressor típico projetado para o HCFC-22 não pode ser utilizado com o Suva[®] 410A.

Em caso de vazamento, pode-se completar a carga de fluido refrigerante durante o serviço de manutenção sem a remoção de todo o produto (fluido refrigerante), desde que o sistema esteja com Suva[®] 410A e que a carga seja feita na fase líquida.

Composição

Composição do Fluido Refrigerante Suva[®] 410A:
Suva[®] 410A (R-410A): 50% HFC-32; 50%HFC-125.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVES, M. C. R. **Relatório de Avaliação de Estágio: Refrigeração Industrial**. CEFET, Minas Gerais, 2007.

CALM, M. J., DOMANSKI, P. A. Substituição do R-22: Panorama Atual. **Revista ABRAVA**, 222:40-43, Fevereiro, 2005. Disponível em: <<http://www.bfrl.nist.gov/863/HVAC/pubs/PDF/Calm%20Domanski,%20R22%20Replacement%20Status%20%28in%20Portuguese%29,%20Rev.pdf>>. Acesso em: 28 abril 2011.

ÇENGEL, Y. A., BOLES, M.A. **Termodinâmica**. Quinta Edição. Mc Graw Hill, 2006.

DOMANSKI, P. A. 1995. **Minimizing Throttling Losses in the Refrigeration Cycle**."Proceedings of the International Congress of Refrigeration pp. 766-773. Paris, France; International Institute of Refrigeration.

EMERSON, C. **Tipos de Fluidos Refrigerantes Usados no Mercado**. Disponível em: <<http://www.ambientegegado.com.br/v21/categorias/flus-refrigerantes-mainmenu-71/tipos-de-flus-mainmenu-73/24-tipos-de-flus>>. Data de acesso: 06/04/2011.

FERNANDES, R. V. **Análise Computacional de um Sistema de ar Condicionado Automotivo**. Projeto de Graduação do Curso de Engenharia Mecânica, UnB, Brasília, Distrito Federal, 2006.

FIORELLI, F.A.S. **Análise do Escoamento de Fluidos Refrigerantes Alternativos ao HCFC 22 em Tubos Capilares Adiabáticos**. Tese de Doutorado, EPUSP, São Paulo, 2000.

FIORELLI, F. A. S., SILVARES, O. M. **Simulação do Escoamento de Misturas de Refrigerantes em Tubos Capilares Utilizando Modelo de Fases Separadas**. Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica. Vol. 10, N.º 1, pp. 33-40, 2006. Acesso em: 16 abril 2011.

FERRAZ, F. **Histórico da Refrigeração: Fluidos Refrigerantes, Ozônio/Processo de Formação/Destruição**. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, Bahia. 2008. Disponível em: <http://fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/08/2_histc3b3rico-da-refrigerac3a7c3a3o.pdf>. Acesso em: 16 abril 2011.

GOUVÊA, P. E. M., FREITAS, R., SOUZA, A. C. C., SILVEIRA, J. L. **Estudo da substituição de fluídos refrigerantes em sistema refrigeração e ar condicionado por compressão de vapor**. Rev. ciênc. exatas, Taubaté, v. 9/10, n. 1-2, p. 43-46, 2003/2004.

- KOCH, E. G., NETO, O. S. **Estudo Sobre Refrigerantes**. UDESC, 2009. Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAAh7oAF/ref-trabalho-sobre-refrigerantes>>. Acesso em: 20 abril 2011.
- KUL, I. Coefficient of performance of fluorinated ether and fluorinated ether mixtures. 2004. Paper 4711, ASHARAE Transactions.
- MEDEIROS, P. S. G., BARBOSA, C. R. F. **Análise do Coeficiente de Performance de um Chiller Doméstico Operando com o R-401a em Regime Transiente**. In: Edição Especial VI Congresso de Iniciação Científica do IFRN, 4., 2009, Natal. *Anais...*Natal, 2009.
- MENDES, V. P. **Refrigeração: Fluidos Refrigerantes**. Universidade Estadual do Maranhão, Maranhão. 2011. Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAATdMAG/fluidos-refrigerantes>>. Acesso em: 20 abril 2011.
- MIRANDA, C. E. S. **Sistemas de Refrigeração em Plataformas Offshore com o Uso de Água do Mar**. 2008. 140f. Trabalho de Conclusão em Engenharia Mecânica, UFRJ, Rio de Janeiro. 2008.
- NETO, J. H. M., VELOSO, A. H. B., FERNANDES, A. F. C. **Simulação Computacional Simplificada de Sistemas de Refrigeração por Compressão à Vapor**. 16° POSMEC. FEMEC/UFU, Uberlândia-MG, 2006. Acesso em: 13 abril 2011.
- PIMENTA, J. **Capítulo 2 Refrigerantes**. Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia. Disponível em: <http://www.laar.unb.br/Downloads/INSTERM_1/Capitulo_2-Refrigerantes.pdf>. Acesso em: 13 abril 2011.
- ROWLAND, F. S., MOLINA, M. J., **Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes: Chlorine Atomcatalysed Destruction of Ozone**. *Nature*, v. 249, 1974.
- SILVA, J. G., ALMEIDA, I. M. G. **Análise Experimental do Hidrocarboneto R290 para a Substituição do CFC12 em Refrigerador Doméstico**. *Holos IFRN*, Natal, v. 5, jun/2010. Disponível em: <<http://www2.ifrn.edu.br/ojs/index.php/HOLOS/index>>. Acesso em: 08 abril 2011.
- SILVA, C. A. S. **Análise da Ocorrência do Atraso de Vaporização no Escoamento do R-410a em Tubos Capilares Adiabáticos**. Dissertação de Mestrado, EPUSP, São Paulo, 2009.
- TANIMOTO, A. H., SOARES, P. S. **Substâncias Destruidoras da Camada de Ozônio e sua legislação**. Monografia do Curso de Especialização em Gerenciamento e Tecnologias Ambientais na Indústria, UFBA, Salvador, Bahia, 1999.

ZIGMANTAS, P. V. M. **Simulação de Sistemas de Simples Estágios de Refrigeração por Compressão de Vapor**. Dissertação de Mestrado, UFPA, Pará, 2006.