

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA  
DO RIO DE JANEIRO



**Rafael Gonçalves Patrocínio**

**Dimensionamento e análise dos trocadores de calor de um chiller operando com o refrigerante R1234ze(E) em substituição ao refrigerante R134a**

**Projeto de Graduação**

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia  
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: José Alberto dos Reis Parise

Rio de Janeiro

Julho de 2017

## **AGRADECIMENTOS**

Este projeto não teria sido completado sem a ajuda e suporte de pessoas incríveis. Primeiramente, agradeço a minha família pelo apoio ao longo de toda a minha vida. Agradeço o meu orientador, José Alberto dos Reis Parise, pelos conselhos na elaboração deste trabalho. Aos meus amigos por todos os anos que passamos juntos.

## RESUMO

### **Dimensionamento e análise dos trocadores de calor de um chiller operando com o refrigerante R1234ze(E) em substituição ao refrigerante R134a**

Os chillers são, basicamente, resfriadores de água, onde a água gelada produzida por eles é utilizada com o objetivo de resfriar o ar, produtos ou equipamentos, conforme necessidade. A contribuição da refrigeração para o aquecimento global possui a componente direta e indireta. A componente direta ocorre quando o fluido refrigerante é um gás de efeito estufa e vaza para a atmosfera. Já a componente indireta esta relacionada com a quantidade de dióxido de carbono liberado durante o processo de geração de energia, que por sua vez produz a eletricidade necessária para alimentar o sistema de refrigeração. Com o intuito de diminuir o impacto direto da refrigeração ao aquecimento global a AHRI elaborou o programa “Low GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program”, onde refrigerantes com baixo GWP foram testados como substitutos dos refrigerantes tradicionais em equipamentos de refrigeração. Este projeto estudou se o R1234ze(E) pode ser um substituto para o R134a na operação de um chiller. Os resultados dos testes experimentais realizados pela AHRI no chiller foram usados como base, e com isso o balanço energético e os trocadores de calor foram dimensionados para ambos os refrigerantes. Também foi analisado se a temperatura do ambiente em que o chiller deve operar influencia na escolha do fluido. A simulação do sistema de refrigeração foi feita através do software EES. A comparação entre fluidos gerou resultados interessantes. O R1234ze(E) foi confirmado como um substituto do R134a, embora seja necessário realizar algumas adaptações no equipamento.

Palavras chaves: Refrigeração. Chiller. R134a. R1234ze(E). Condensador tubo carcaça. Evaporador tubo carcaça.

## **ABSTRACT**

### **Design and analysis of the heat exchangers of a chiller operating with refrigerant R1234ze (E) as a substitute of refrigerant R134a**

Chillers are used to cool water, and this water has the purpose to cool air, products, or equipment as required. Refrigeration contributes directly and indirectly to global warming. The direct impact occurs when the refrigerant is a greenhouse gas and escapes into the atmosphere. While the indirect impact is a consequence of the emission of greenhouse gas during the energy generation, which produce the electricity needed to power the equipment. The AHRI developed the Low GWP Alternative Refrigerant Evaluation Program, with the objective to minimize the direct contribution of refrigeration to global warming; Low GWP refrigerants were tested in the place of traditional refrigerants. This project studied R1234ze(E) as a substitute of R134a in the operation of a chiller. The results of the program developed by AHRI were used as a reference to compare the energy balance of the system and the design of the heat exchangers for each fluid. It was also studied if the local temperature influence in the choice between R134a and R1234ze(E) on the operation of the chiller. The simulation of the cooling system was done through the EES software. The results of the comparison between fluids was interesting, and R1234ze(E) was confirmed as a possible substitute for R134a, although some modifications in the equipment are required.

Key words: Refrigeration. Chiller. R134a. R1234ze(E). Shell and tube condenser. Shell and tube evaporator.

## Sumário

<b>1</b>	<b>Introdução .....</b>	<b>12</b>
<b>2</b>	<b>Evolução dos Fluidos Refrigerantes.....</b>	<b>13</b>
2.1	Primeira Geração dos Fluidos Refrigerantes .....	13
2.2	Segunda Geração dos Fluidos Refrigerantes .....	13
2.3	Destruição da Camada de Ozônio .....	14
2.4	Terceira Geração dos Fluidos Refrigerantes.....	15
2.5	Efeito Estufa e Aquecimento Global.....	16
2.6	Quarta Geração dos Fluidos Refrigerantes.....	17
<b>3</b>	<b>Descrição do Teste Experimental Realizado pela AHRI .....</b>	<b>19</b>
3.1	Configuração do Teste Experimental .....	20
3.2	Dados Coletados do Teste Experimental .....	21
3.3	Propriedades Termodinâmicas no Ciclo de Refrigeração do Chiller ...	22
3.4	Diagrama T x s .....	25
3.5	Diagrama P x h .....	26
<b>4</b>	<b>Balanco Energético .....</b>	<b>27</b>
4.1	R134a.....	27
4.2	R1234ze(E).....	30
4.3	Comparação R134a x R1234ze(E) .....	31
4.4	Comparação do balanço energético utilizando cada fluido refrigerante variando a temperatura de condensação.....	32
<b>5</b>	<b>Dimensionamento dos Trocadores de Calor.....</b>	<b>37</b>
5.1	Condensador.....	38
5.2	Evaporador.....	48
5.3	Comparação da área do condensador operando com cada refrigerante variando a temperatura de condensação.....	56
<b>6</b>	<b>Conclusão .....</b>	<b>58</b>
	<b>Referências Bibliográficas .....</b>	<b>60</b>

## Lista de Figuras

Figura 2.1 Ciclo de Chapman retirado de [3].....	14
Figura 3.1 Dimensões principais do chiller RTWD de 230 toneladas com compressor parafuso da Trane. Retirado de [11]......	20
Figura 3.2 Esquema do sistema de refrigeração do chiller. Elaboração própria. ....	22
Figura 3.3 Diagrama T x s do ciclo de refrigeração do R134a através do software EES.....	25
Figura 3.4 Diagrama T x s do ciclo de refrigeração do R1234ze(E) através do software EES.....	25
Figura 3.5 Diagrama P x h do ciclo de refrigeração do R134a. Através do EES .....	26
Figura 3.6 Diagrama P x h do ciclo de refrigeração do R1234ze(E). Através do EES .....	26
Figura 4.1 Balanço energético no compressor. Elaboração própria .....	28
Figura 4.2 Balanço energético no condensador. Elaboração própria .....	28
Figura 4.3 Balanço energético no evaporador. Elaboração própria .....	29
Figura 4.4 Comparação da potência do compressor e capacidade de refrigeração para cada fluido. Elaboração própria.....	32
Figura 4.5 Simulação de um processo de compressão isoentrópica sem superaquecimento na entrada do compressor com o refrigerante R1234ze(E) 35	
Figura 4.6 Simulação de um processo de compressão isoentrópica sem superaquecimento na entrada do compressor com o refrigerante R1234ze(E) 35	
Figura 4.7 Digrama P x h do R134a com a simulação dos ciclos termodinâmicos de cada temperatura de condensação através do programa EES. ....	36
Figura 4.8 Digrama P x h do R1234ze(E) com a simulação dos ciclos termodinâmicos de cada temperatura de condensação através do programa EES .....	36
Figura 5.1 Padrões de dianteira, carcaça e traseira de acordo com a TEMA [13] .....	37
Figura 5.2 Classificação do tipo da carcaça de acordo com a TEMA. Retirado de [14] .....	38
Figura 5.3 Condensador tubo carcaça do tipo BEM. Retirado de [13] .....	38
Figura 5.4 Ilustração do escoamento através do arranjo de tubos triangular. Retirado de [14].....	40
Figura 5.5 Classificação do tipo da carcaça de acordo com a TEMA. Retirado de [10] .....	49
Figura 5.6 Evaporador tubo carcaça do tipo AKT. Retirado de [16] .....	49

## Lista de Tabelas

Tabela 2.1 ODP e GWP de alguns refrigerantes de cada classificação [11]....	17
Tabela 3.1 Informações dos testes realizados pela AHRI com cada refrigerante [10].....	19
Tabela 3.2 Especificação dos componentes do chiller [2].....	21
Tabela 3.3 Dados experimentais no ciclo de refrigeração do teste realizado pela AHRI no chiller [2] .....	21
Tabela 3.4 Dados experimentais do lado da água do teste realizado pela AHRI [2] .....	22
Tabela 3.5 Propriedades termodinâmicas obtidas pelo software EES para o refrigerante R134a. Elaboração própria. ....	23
Tabela 3.6 Propriedades termodinâmicas obtidas pelo software EES para o refrigerante R1234ze(E). Elaboração própria.....	24
Tabela 4.1 Comparação dos resultados obtidos no balanço energético para o R134a e R1234ze(E). Elaboração própria. ....	31
Tabela 4.2 Comparação dos parâmetros obtidos no balanço energético para cada fluido condensando a 35°C e 40 °C. Elaboração própria .....	33
Tabela 4.3 Comparação dos parâmetros obtidos no balanço energético para cada fluido condensando a 45°C e 50 °C. Elaboração própria .....	33
Tabela 4.4 Análise da variação dos parâmetros obtidos no balanço energético para o R1234ze(E) em relação ao R134a. Elaboração própria.....	34
Tabela 5.1 Dados de entrada no dimensionamento do condensador com R134a. Elaboração própria.....	44
Tabela 5.2 Valores calculados para cada parâmetro do condensador operando com R134a. Elaboração própria.....	45
Tabela 5.3 Dados de entrada no dimensionamento do condensador com R1234ze(E). Elaboração própria .....	46
Tabela 5.4 Valores calculados para cada parâmetro do condensador operando com R1234ze(E). Elaboração própria. ....	47
Tabela 5.5 Comparação dos principais parâmetros no dimensionamento do condensador operando com cada refrigerante com base no teste da AHRI. Elaboração própria.....	48

Tabela 5.6 Dados de entrada no dimensionamento do evaporador com R134a .....	52
Tabela 5.7 Valores calculados para cada parâmetro do evaporador operando com R134a .....	53
Tabela 5.8 Dados de entrada no dimensionamento do evaporador com R1234ze(E) .....	54
Tabela 5.9 Valores calculados para cada parâmetro do evaporador operando com R1234ze(E) .....	55
Tabela 5.10 Comparação dos principais parâmetros no dimensionamento do evaporador operando com cada refrigerante com base no teste da AHRI.....	55
Tabela 5.11 Área de troca de calor do condensador para cada temperatura de condensação analisada.....	57
Tabela 5.12 Coeficiente de troca de calor global para cada temperatura de condensação analisada.....	57

## Lista de Símbolos

Símbolo	Parâmetro	Unidade
$A_{cd}$	Área de troca de calor do condensador	$m^2$
$A_{ev}$	Área de troca de calor do evaporador	$m^2$
$A_r$	Área transversal dos tubos	$m^2$
$A_s$	Área da carcaça	$m^2$
$A_1$	Área vazia transversal da carcaça	$m^2$
B	Espaçamento entre chicanas	m
C	Espaço entre tubos	m
CL	Constante para arranjo dos tubos	-
CTP	Constante para passes nos tubos	-
COP	Coefficiente de desempenho	-
$C_p$	Calor específico à pressão constante	$J/(kg \times K)$
$C_{sf}$	Constante superfície-fluido	-
$\Delta p_s$	Queda de pressão na carcaça	Pa
$\Delta p_t$	Queda de pressão nos tubos	Pa
$\Delta T_{lm}$	Diferença de temperatura logaritmica	$^{\circ}C$
$d_o$	Diâmetro externo dos tubos	m
$d_i$	Diâmetro interno dos tubos	m
$D_e$	Diâmetro equivalente na carcaça	m
$D_s$	Diâmetro da carcaça	m
$f_s$	Fator de atrito na carcaça	-
$f_t$	Fator de atrito nos tubos	-
g	Gravidade	$m/s^2$
G	Fluxo de massa	$kg/(m^2 \times s)$
h	Entalpia específica	$kJ/kg$
$h_{fg}$	Entalpia de vaporização	$J/kg$
$\alpha_o$	Coefficiente de troca de calor nos tubos	$W/(m^2 \times K)$
$\alpha_i$	Coefficiente de troca de calor na carcaça	$W/(m^2 \times K)$
k	Condutividade térmica	$W/(m \times K)$

$L_{cd}$	Comprimento dos tubos no condensador	m
$L_{ev}$	Comprimento dos tubos no evaporador	m
$\mu$	Viscosidade	kg/(m x s)
$\dot{m}$	Vazão mássica	kg/s
$\eta_{cp}$	Eficiência do compressor	-
$Nu_t$	Número de Nusselt nos tubos	-
$N_b$	Número de chicanas	-
$N_p$	Número de passes nos tubos	-
$N_t$	Número de tubos	-
$Pr$	Número de Prandt	-
$P$	Pressão	Pa
$P_t$	Passo dos tubos	m
$q_{cd}$	Calor transferido por unidade de massa no condensador	J/kg
$q_{ev}$	Calor transferido por unidade de massa no evaporador	J/kg
$\dot{Q}_{cd}$	Potência do condensador	W
$\dot{Q}_{ev}$	Potência do evaporador	W
$Re_s$	Número de Reynolds na carcaça	-
$Re_t$	Número de Reynolds nos tubos	-
$Re_{eq}$	Número de Reynolds equivalente	-
$\rho$	Densidade	Kg/m <sup>3</sup>
$s$	Entropia específica	kJ/(kg x K)
$\sigma$	Tensão superficial	N/m
$T$	Temperatura	°C
$T_{h1}$	Temperatura de entrada do refrigerante no condensador	°C
$T_{h2}$	Temperatura de saída do refrigerante no condensador	°C
$T_{f1}$	Temperatura de entrada do refrigerante no evaporador	°C
$T_{f2}$	Temperatura de saída do refrigerante no evaporador	°C

$T_{c1}$	Temperatura de entrada da água no evaporador	°C
$T_{c2}$	Temperatura de saída da água no evaporador	°C
$T_{c3}$	Temperatura de entrada da água no condensador	°C
$T_{c4}$	Temperatura de saída da água no condensador	°C
$U_{cd}$	Coeficiente de troca de calor global no condensador	W/(m <sup>2</sup> x K)
$U_{ev}$	Coeficiente de troca de calor global no evaporador	W/(m <sup>2</sup> x K)
$u_m$	Velocidade média nos tubos	m/s
$w_{cp}$	Trabalho específico	J/kg
$\dot{W}_{cp}$	Potência do compressor	W
x	Título	-

## 1 Introdução

A refrigeração desempenha um papel fundamental no desenvolvimento da humanidade, a partir desta invenção o ser humano passou a guardar e distribuir alimentos de forma eficiente e segura, além de tornar o seu ambiente mais agradável. A refrigeração de um local contribui em uma parcela enorme no custo da energia elétrica, por isso aumentar a eficiência sempre foi o principal objetivo em estudos sobre esse tema. Porém a busca por aumentar a eficiência dos sistemas de refrigeração acabou causando um grande impacto no meio ambiente.

O fluido refrigerante tem a função de absorver calor de uma substância do ambiente a ser refrigerado. Nas últimas décadas os fluidos refrigerantes foram temas de discussões ambientais e desde então pesquisadores estão em busca de opções com menor impacto ambiental. Hoje, estamos entrando na quarta geração de fluidos refrigerantes e a família dos HFO's aparece como uma opção interessante para reduzir o GWP (Global Warming Potential).

Neste projeto será estudado se o R1234ze(E) pode substituir o R134a na operação de um chiller. Os chillers são, basicamente, resfriadores de água. A água gelada produzida por eles é utilizada com o objetivo de arrefecer o ar, produtos ou equipamentos conforme necessidade. A AHRI (Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute) através do Programa *Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program*, testou refrigerantes alternativos de baixo GWP em equipamentos de refrigeração e disponibilizou os relatórios para consulta [1].

Através dos relatórios da AHRI será analisado se o fluido alternativo R1234ze(E), que pertence à família dos HFO's, pode substituir o refrigerante R134a. Para isso, será feito um balanço energético do ciclo de refrigeração do chiller operando com cada fluido através do software EES. Depois, o condensador e evaporador do chiller serão dimensionados para o R134a e R1234ze(E). Para verificar se a temperatura do ambiente em que o chiller deve operar influencia na escolha do refrigerante, a temperatura de condensação será variada de 35 °C a 50 °C e os resultados do balanço energético e área de troca de calor do condensador serão comparados.

## **2 Evolução dos Fluidos Refrigerantes**

Neste capítulo será discutido como ocorreram às transições entre cada geração de fluidos refrigerantes. A busca por aumentar a eficiência dos sistemas de refrigeração acabou causando um grande impacto no meio ambiente. Hoje, já estamos na quarta geração de fluidos refrigerantes e analisar o impacto que um determinado fluido causa na destruição da camada de ozônio e no aquecimento global é fundamental. Diversos fluidos já foram banidos e os equipamentos tiveram que ser adaptados para operarem com fluidos alternativos.

### **2.1 Primeira Geração dos Fluidos Refrigerantes**

No século XIX o homem descobriu a capacidade dos fluidos de retirar calor de um sistema quando submetido à expansão. A partir dessa descoberta foi possível fazer gelo em grande escala. Com isso a atividade industrial de conservação de alimentos em volumes significativos teve início. Os gases refrigerantes usados neste início da história da refrigeração eram a amônia, o dióxido de enxofre, cloreto de metil e dióxido de carbono. A primeira geração dos fluidos refrigerantes tornou o processo de refrigeração explosivo, inflamável e tóxico. Era necessário atingir pressões elevadas durante o processo e devido às limitações tecnológicas da época os compressores se tornaram um equipamento perigoso, pois corriam risco de explosão. Devido aos riscos dos fluidos pioneiros foi necessário buscar alternativas para a refrigeração [2].

### **2.2 Segunda Geração dos Fluidos Refrigerantes**

Em 1932 o cientista Thomas Midgley Jr inventou o refrigerante R-12. O Freon 12 é um cloro-flúor-carbono (CFC) que tem a característica de ser endotérmico quando expande ou quando vaporiza [3]. O Freon 12 tem as vantagens de não ser inflamável, explosivo, tóxico e não corroer metais. A pressão necessária para sua aplicação na refrigeração era bem inferior à

requerida pelos gases refrigerantes conhecidos até então. O CFC foi utilizado na refrigeração até descobrirem que o mesmo destrói o ozônio da atmosfera. Como substituto apareceu o hidroclorofluorcarbono (HCFC) que possui ODP (Ozone Depletion Potential) próximo à zero. O ODP de uma substância química é a quantidade relativa de degradação da camada de ozônio que a mesma pode causar. Enquanto o ODP dos CFCs variam de 0,6 a 1,0 o ODP dos HCFCs variam de 0,01 a 0,5 [4].

### 2.3 Destruição da Camada de Ozônio

A camada de ozônio está localizada na estratosfera que é caracterizada por ser onde ocorrem, por causas naturais, a formação e destruição do ozônio. Devido a um comprimento específico de radiação (UV-C), o oxigênio na sua forma diatômica ( $O_2$ ) se desassocia para sua forma atômica quando se encontra acima da estratosfera. Abaixo da estratosfera pela radiação ser menor o oxigênio se encontra em sua forma diatômica. A camada de ozônio é o resultado do choque entre o oxigênio atômico e diatômico. Porém, o ozônio sofre fotólise no comprimento de onda UV-B, e com isso ocorre um equilíbrio dinâmico na ozonoesfera [3]. Em 1930, Sydney Chapman descobriu esse equilíbrio que é demonstrado na figura 2.1.

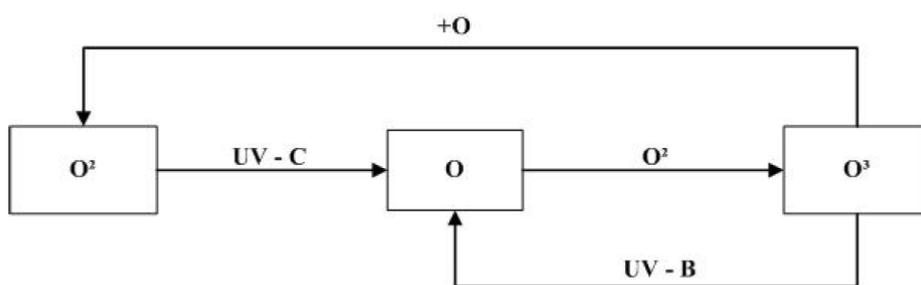


Figura 2.1 Ciclo de Chapman retirado de [3]

Portanto, a camada acima da estratosfera filtra o tipo de radiação UV-C assim como a camada de ozônio filtra a radiação UV-B, sendo ambas prejudiciais para a saúde humana e de seres vivos no geral.

Os CFCs e os HCFCs são compostos que contém cloro e estes compostos, quando chegam à estratosfera, sofrem fotólise se desassociando e liberando cloro em sua forma atômica (Cl), este cloro funciona como um catalisador para a destruição do ozônio [5]. Esta reação química é mostrada nas equações químicas abaixo.



Nas duas equações acima pode se observar que o cloro além de destruir o ozônio, também o impede de ser formado ao se associar com o oxigênio em sua forma atômica. Ao contrário dos CFCs, os HCFCs são compostos feitos para serem mais instáveis e assim terem menos chances de chegar até a estratosfera. Entretanto, os poucos átomos de cloro que serão liberados pelos HCFCs já serão o suficiente para prejudicar consideravelmente a camada de ozônio.

Em 1987 as nações mundiais inauguraram o tratado de Montreal que passou a regular a produção e o consumo de produtos destruidores da camada de ozônio. A principal meta foi acabar com o uso dos 15 tipos de CFCs que eram as fontes de destruição do O<sub>3</sub> [6]. Em 1992 na reunião em Copenhagen, Dinamarca, ficou acordado o banimento total da produção e utilização dos HCFCs até 2030, que estavam sendo utilizados como substitutos dos CFCs, a meta do banimento dos CFCs foi antecipada para 1996 [7]. Após o tratado de Montreal surgiu uma nova geração de fluidos refrigerantes, os HFCs.

## 2.4 Terceira Geração dos Fluidos Refrigerantes

Os hidrofluorcarbonetos (HFC) surgiram como alternativa aos clorofluorcarbonetos (CFC). Os HFCs são gases contendo hidrogênio, flúor e carbono. Por não conterem cloro como os clorofluorcarbonetos, não são destrutivos à camada de ozônio da atmosfera, pois o flúor em si não é prejudicial ao ozônio, logo o seu ODP é igual à zero [4].

Um dos principais HFCs é o R134a ou tetrafluoretano. Este fluido é não inflamável, não tóxico, possui alta estabilidade térmica e química, tem

compatibilidade com os materiais utilizados e têm propriedades físicas e termodinâmicas adequadas. Apesar das vantagens citadas, os HFCs tem um impacto significativo no aumento da temperatura terrestre ou aquecimento global. O aquecimento global passou a ser tratado como um problema da mesma magnitude da destruição da camada de ozônio.

Os hidrofluorcarbonetos são climaticamente muito ativos e extremamente persistentes no ambiente, sendo gases de efeito estufa muito potente. O R134a, por exemplo, é 1.430 vezes mais ativo do que o CO<sub>2</sub>, ou seja, o seu GWP (Global Warming Potential) é igual a 1430 [4].

## **2.5 Efeito Estufa e Aquecimento Global**

O Sol irradia energia equivalente a um corpo negro a uma temperatura aproximada de 6000 K, logo o comprimento das ondas está entre 0,4 e 0,7  $\mu\text{m}$ , ou seja, na parte visível do espectro. A Terra sendo muito mais fria vai irradiar energia equivalente a um corpo negro a uma temperatura aproximada de 15 °C em comprimentos de onda muito maiores, na faixa infravermelha, entre 4 a 100  $\mu\text{m}$  [8].

O efeito estufa ocorre porque a maioria dos gases diatômicos com diferentes átomos (como o CO) e a totalidade dos gases com três ou mais átomos são capazes de absorver e emitir radiação infravermelha. Ao emitir de forma aleatória, uma parcela desta radiação atinge a superfície terrestre enquanto outra parte é emitida para o espaço. Parte da energia solar que chega ao planeta é refletida diretamente de volta ao espaço, ao atingir o topo da atmosfera terrestre, e parte é absorvida pelos oceanos e pela superfície da Terra, promovendo o seu aquecimento. Uma parcela da energia solar que chega a superfície da terra é irradiada de volta ao espaço, mas é bloqueada pela presença de gases de efeito estufa. Alguns dos chamados gases de efeito estufa são: vapor d'água (H<sub>2</sub>O), dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), ozônio (O<sub>3</sub>), metano (CH<sub>4</sub>) e hidrofluorcarboneto (HFC) [8].

De fato, é a presença desses gases na atmosfera o que torna a Terra habitável, pois, caso não existissem naturalmente, a temperatura média do

planeta seria muito baixa, da ordem de 18°C negativos. A troca de energia entre a superfície e a atmosfera mantém as atuais condições, que proporcionam uma temperatura média global, próxima à superfície, de 14°C. Entretanto, as emissões massivas de gases de efeito estufa intensificaram este efeito e provocaram o aquecimento global [8].

A contribuição da refrigeração para o aquecimento global possui a componente direta e indireta. A componente direta ocorre quando o fluido refrigerante é um gás de efeito estufa e vaza para a atmosfera. Já a componente indireta esta relacionada com a quantidade de dióxido de carbono liberado durante o processo de geração de energia, que por sua vez produz a eletricidade necessária para alimentar o sistema de refrigeração. Para diminuir a contribuição direta estão surgindo os fluidos refrigerantes de quarta geração ou fluidos alternativos.

## 2.6 Quarta Geração dos Fluidos Refrigerantes

A quarta geração dos fluidos refrigerantes está surgindo com o intuito de reduzir o GWP (Global Warming Potential) em comparação à geração anterior. A família das hidrofluorolefinas ou HFOs surge como uma opção interessante para reduzir o GWP dos fluidos refrigerantes. Os refrigerantes HFO possuem ODP igual a zero e baixo GWP, logo são uma alternativa mais benéfica ao meio ambiente do que os CFCs, HCFCs e HFCs [9].

<b>Tipo</b>	<b>R - número</b>	<b>ODP</b>	<b>GWP</b>
CFC	12	1	10900
	502	0,33	4657
HCFC	22	0,055	1810
	123	0,06	77
HFC	134a	0	1430
	404a	0	3922
HFO	1234yf	0	4
	1234ze	0	6

Tabela 2.1 ODP e GWP de alguns refrigerantes de cada classificação [11]

Um dos fluidos refrigerantes dentro da família dos HFOs que aparece como candidato para substituir os HFCs é o R-1234ze(E). Neste trabalho será feito o balanço energético e dimensionamento dos componentes de um chiller, operando com R-134a, que é o refrigerante base do equipamento, e com o R-1234ze(E) que aparece com uma alternativa interessante para substituir o R-134a. O dimensionamento do condensador e evaporador operando com cada fluido será feito de acordo com os resultados do teste experimental realizado pela AHRI, com isso as dimensões obtidas neste projeto serão comparadas com as dimensões principais do chiller que foi testado pela AHRI. Uma análise do COP do sistema de refrigeração e da área de troca de calor do condensador operando com cada fluido em temperaturas de condensação diferentes também será feita, com o objetivo de verificar se existe vantagem em utilizar um refrigerante no lugar do outro de acordo com a região em que o chiller deve operar.

### 3 Descrição do Teste Experimental Realizado pela AHRI

Neste capítulo será descrito o experimento realizado pela AHRI no chiller e as propriedades termodinâmicas dos fluidos R134a e R1234ze(E) no ciclo de refrigeração. A AHRI desenvolveu um programa de pesquisa para identificar e avaliar possíveis fluidos refrigerantes alternativos para as principais categorias de produtos. Este programa tem como objetivo diminuir o impacto direto dos sistemas de refrigeração no aquecimento global, ou seja, avaliar o uso de fluidos refrigerantes com menor GWP [1].

Neste projeto estamos utilizando os dados experimentais do relatório de teste #7 do programa de pesquisa “Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program” desenvolvido pela AHRI [10]. Este programa tem um valor significativo para a evolução da indústria de refrigeração, pois através dos dados experimentais que estão disponíveis para consulta é possível acelerar a resposta da indústria aos impactos ambientais causados pelo uso de fluidos refrigerantes com GWP alto.

O termo “drop-In”, utilizado na indústria de refrigeração, se refere à prática de retirar o fluido refrigerante tradicional do equipamento e substituí-lo por um fluido alternativo, sem fazer nenhuma adaptação nos componentes do equipamento. No teste experimental #7 do programa “Low-GWP AREP” foi feito um drop-in em um chiller de 230 toneladas resfriado a água com compressor tipo parafuso. O fluido refrigerante base deste equipamento é o R-134a. O teste ocorreu no laboratório da Trane La Crosse em Wisconsin, EUA. Os refrigerantes testados foram:

Fluidos Refrigerantes	Fornecedor	Início do Teste	Fim do Teste	Número de testes
R134a	-	16/05/2012	23/05/2012	38
XP10	DuPont	29/05/2012	11/06/2012	24
N-13a	Honeywell	13/06/2012	20/06/2012	34
N-13b	Honeywell	25/06/2012	29/06/2012	33
R1234ze(E)	Honeywell	06/07/2012	13/07/2012	40
ARM-42a	Arkema	20/08/2012	11/10/2012	67
R134a	-	15/10/2012	16/10/2012	13

Tabela 3.1 Informações dos testes realizados pela AHRI com cada refrigerante [10]

Neste projeto estamos avaliando a utilização do R1234ze(E) em substituição ao R134a, portanto os demais fluidos listados não fazem parte deste estudo. Na tabela 3.1 pode se observar que depois de testar os cinco fluidos alternativos, o R134a foi novamente testado para verificar algum possível erro no primeiro teste, mas de acordo com o relatório do teste os resultados foram muito próximos, portanto os dados obtidos no primeiro teste foram duplicados.

### 3.1 Configuração do Teste Experimental

O chiller que foi testado pela AHRI tem uma capacidade nominal de 230 toneladas e é do tipo RTWD com duplo circuito de resfriamento a água e compressor tipo parafuso. A unidade específica do equipamento testada foi um protótipo construído para verificação de desempenho no laboratório, mas um modelo comercial de 220 toneladas pode ser usado como referência.

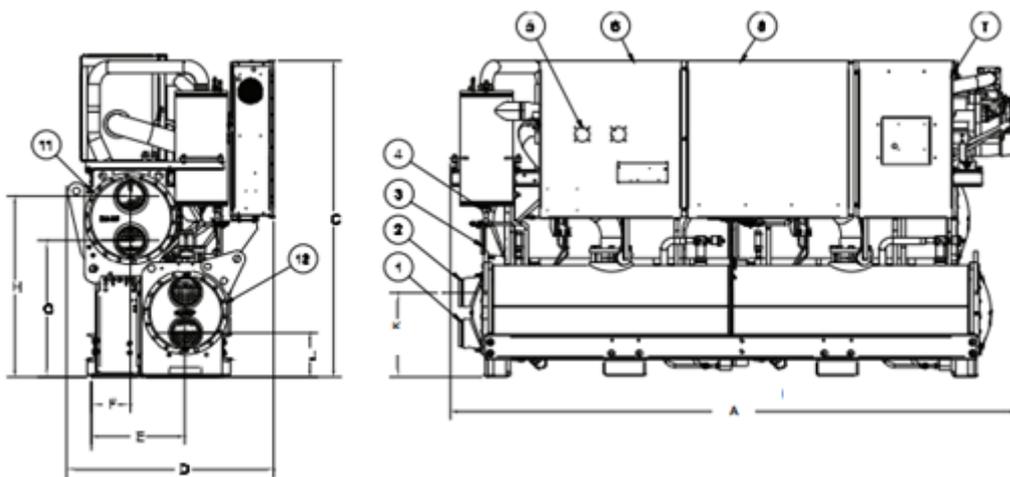


Figura 3.1 Dimensões principais do chiller RTWD de 230 toneladas com compressor parafuso da Trane. Retirado de [11].

Na figura 3.1 as dimensões principais (altura, largura e comprimento) são indicadas pelas letras C, D e A; e valem, respectivamente, 1955 mm, 1212 mm e 3456 mm. O chiller consiste em dois circuitos de refrigeração independentes. Para minimizar a quantidade requerida de refrigerante, o teste realizado pela AHRI utilizou apenas um circuito. O circuito adjacente às águas refrigerada e

gelada foi utilizado enquanto que o segundo circuito foi carregado com nitrogênio a 5 psig para minimizar a troca de calor entre a passagem da água [2].

O compressor do chiller opera com rotação constante. O condensador possui um sub resfriador de líquido incorporado e é do tipo tubo-carcaça. O evaporador é um trocador de calor tubo carcaça do tipo *kettle reboiler*.

### 3.2 Dados Coletados do Teste Experimental

Dados	R134a	R1234ze(E)	Unidade
Compressor	Parafuso		
Válvula de Expansão	Eletrônica		
Condensador	Tubo-Carcaça		
Evaporador	Tubo-Carcaça		
Carga de Lubrificante	12	12	L
Carga de Refrigerante	81,6	79,4	kg
Vazão	2,39	1,94	kg/s

Tabela 3.2 Especificação dos componentes do chiller [2]

Ciclo de Refrigeração	R134a		R1234ze(E)	
	T (°C)	P (kPa)	T (°C)	P (kPa)
Sucção do Compressor	3,9	338	4,4	251
Descarga do Compressor	51,2	943	44,8	694
Entrada do Condensador	51,2	943	44,8	694
Ponto de Orvalho	36,4		35,6	
Bubble Point	36,4		35,6	
Saída do Condensador	32,5	911	32,4	671
Entrada do Expansor	32,5	911	32,4	671
Sáida do Expansor	4,3	341	4,4	254
Entrada do Evaporador	4,3	341	4,4	254
Saída do Evaporador	4,3	341	4,4	254

Tabela 3.3 Dados experimentais no ciclo de refrigeração do teste realizado pela AHRI no chiller [2]

Dados do lado da água	R134a	R1234ze(E)
Evaporador (Tubo-Carçaça)		
Fluido	Água	
Vazão (L/h)	1928	1416,6
Temperatura Entrada (°C)	9,4	9,4
Temperatura Saída (°C)	6,7	6,6
Queda de Pressão (kPa)	121	71
Condensador (Tubo-Carçaça)		
Fluido	Água	
Vazão (L/h)	2408,9	1773,7
Temperatura Entrada (°C)	29,5	29,5
Temperatura Saída (°C)	32,2	32,3
Queda de Pressão (kPa)	140	81

Tabela 3.4 Dados experimentais do lado da água do teste realizado pela AHRI [2]

### 3.3 Propriedades Termodinâmicas no Ciclo de Refrigeração do Chiller

Com base nos dados coletados do teste experimental realizado pela AHRI e com o auxílio do software EES foram obtidas as propriedades termodinâmicas de ambos os fluidos no ciclo de refrigeração do chiller.

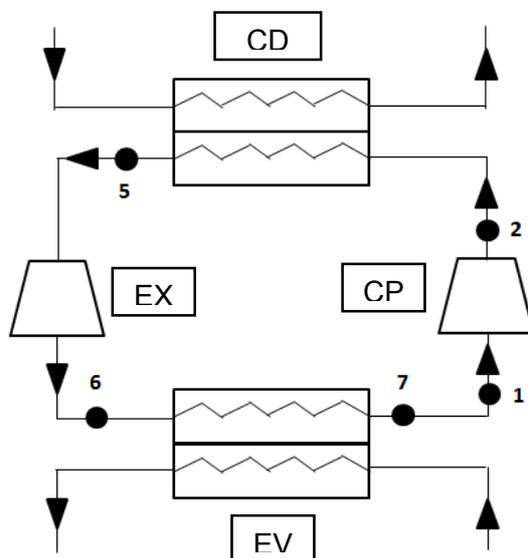


Figura 3.2 Esquema do sistema de refrigeração do chiller. Elaboração própria.

Através dos dados coletados do teste experimental realizado pela AHRI na tabela 3.3 o ciclo termodinâmico do sistema de refrigeração para cada fluido

foi simulado no software EES, e com isso os valores da entropia e entalpia para cada ponto e título, quando necessário, foram calculados.

- R134a

Pontos	Descrição	T (°C)	P (kPa)	s (kJ/kg-K)	h (kJ/kg)	x
1	Entrada do Compressor	3,9	336,7	0,9293	252,7	1
2	Saída do Compressor / Entrada Condensador	51,2	943	0,9641	285,2	
3	Ponto de Orvalho	36,4	922,4	0,9166	269,7	1
4	Bubble Point	36,4	922,4	0,378	102,9	0
5	Saída do Condensador / Entrada do Expansor	32,5	911	0,3594	97,2	
6	Saída do Expansor / Entrada do Evaporador	4,3	341	0,3678	97,2	0,202
7	Saída do Evaporador	4,3	341	0,9291	252,9	1

Tabela 3.5 Propriedades termodinâmicas obtidas pelo software EES para o refrigerante R134a. Elaboração própria.

Na tabela acima podemos observar o aumento da entropia no processo de compressão representado pelos pontos 1-2. Este aumento está coerente com o processo real de compressão. A eficiência do compressor pode ser calculada através da fórmula:

$$\eta_{cp} = \frac{h_{2_{isen}} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{(279,3 - 252,7)}{(285,2 - 252,7)} = 82\% \quad (3.1)$$

No processo 2-5, onde ocorre a condensação do fluido R-134a, vale ressaltar a queda de pressão de 32 kPa. Este valor será utilizado como máximo admissível no dimensionamento do condensador. Na expansão do refrigerante, como era esperado, ocorre um processo isoentálpico. Diferente do processo de condensação, não ocorreu queda de pressão no evaporador. Por último, podemos observar que houve uma diminuição de pressão e temperatura entre o evaporador e compressor, representado pelo processo 7-1.

- R1234ze(E)

Pontos	Descrição	T (°C)	P (kPa)	s (kJ/kg-K)	h (kJ/kg)	x
1	Entrada do Compressor	4,4	255,8	1,674	387,2	1
2	Saída do Compressor / Entrada Condensador	44,8	694	1,71	417,1	
3	Ponto de Orvalho	35,6	679,8	1,68	407,3	1
4	Bubble Point	35,6	671	1,168	249,3	0
5	Saída do Condensador / Entrada do Expansor	32,4	671	1,153	244,7	
6	Saída do Expansor / Entrada do Evaporador	4,4	254	1,161	244,7	0,2142
7	Saída do Evaporador	4,4	254	1,674	387,2	1

Tabela 3.6 Propriedades termodinâmicas obtidas pelo software EES para o refrigerante R1234ze(E). Elaboração própria.

Na tabela 3.6 pode se observar que o refrigerante R1234ze(E) atinge temperaturas e pressões mais baixas que o R134a. A eficiência do compressor utilizando R1234ze(E) é calculada pela fórmula:

$$\eta_{cp} = \frac{h_{2isen} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{(410,1 - 387,2)}{(417,1 - 387,2)} = 77\% \quad (3.2)$$

O compressor utilizando o refrigerante alternativo se torna menos eficiente, com uma redução de 5% em relação ao refrigerante base.

Utilizando o fluido R1234ze(E) houve uma queda de pressão no processo de condensação de 23 kPa. Esta queda de pressão é menor do que a calculada para o R134a. A vazão do R1234ze(E) é menor do que a vazão do R134a, isto pode explicar a redução na queda de pressão. Para o R1234ze(E) não houve diminuição de temperatura e a queda de pressão é insignificante entre o evaporador e compressor. Ao dimensionar um trocador de calor é necessário ajustar a queda de pressão admissível e a troca de calor necessária. Aumentar a vazão mássica aumenta a queda de pressão e a troca de calor, logo é necessário achar um equilíbrio entre esses parâmetros.

### 3.4 Diagrama T x s

Com o auxílio do software EES foi obtido o diagrama T x s de ambos os fluidos no ciclo de refrigeração do chiller.

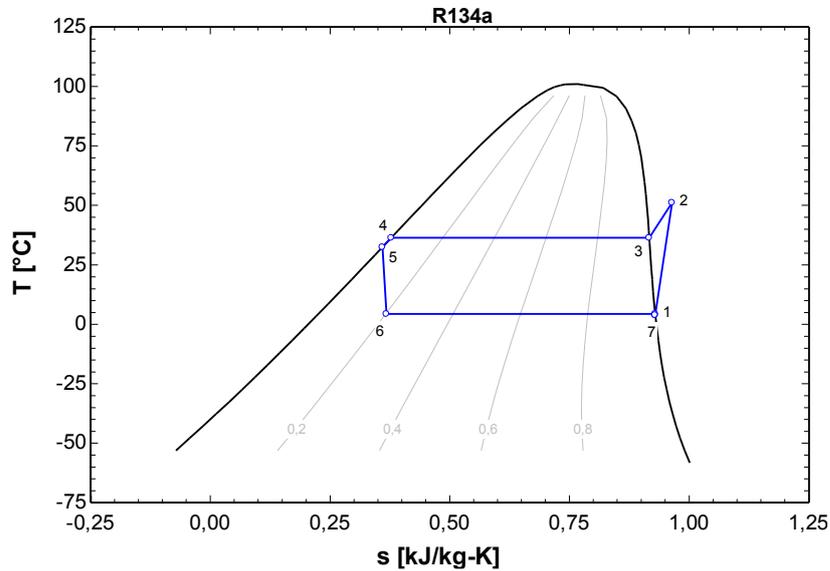


Figura 3.3 Diagrama T x s do ciclo de refrigeração do R134a através do software EES

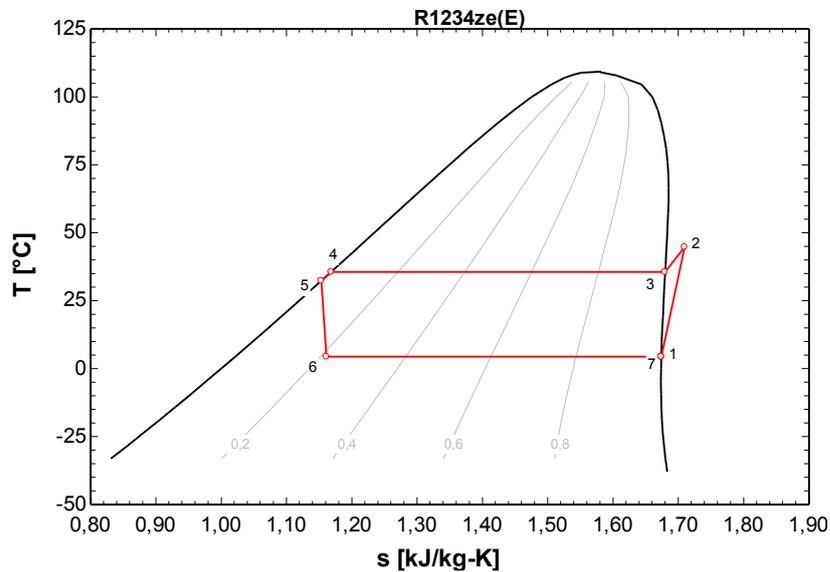


Figura 3.4 Diagrama T x s do ciclo de refrigeração do R1234ze(E) através do software EES

Os diagramas T x s das figuras 3.3 e 3.4 estão coerentes com os valores calculados para a temperatura e entropia das tabelas 3.5 e 3.6.

### 3.5 Diagrama P x h

Com o auxílio do software EES foi obtido o diagrama P x h de ambos os fluidos no ciclo de refrigeração do chiller. Os diagramas P x h das figuras 3.5 e 3.6 estão coerentes com os valores calculados para pressão e entalpia, das tabelas 3.5 e 3.6.

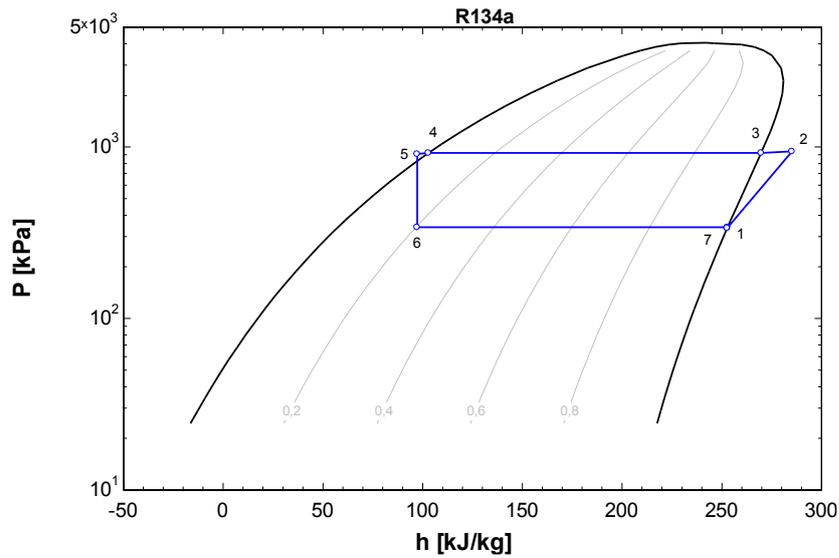


Figura 3.5 Diagrama P x h do ciclo de refrigeração do R134a. Através do EES

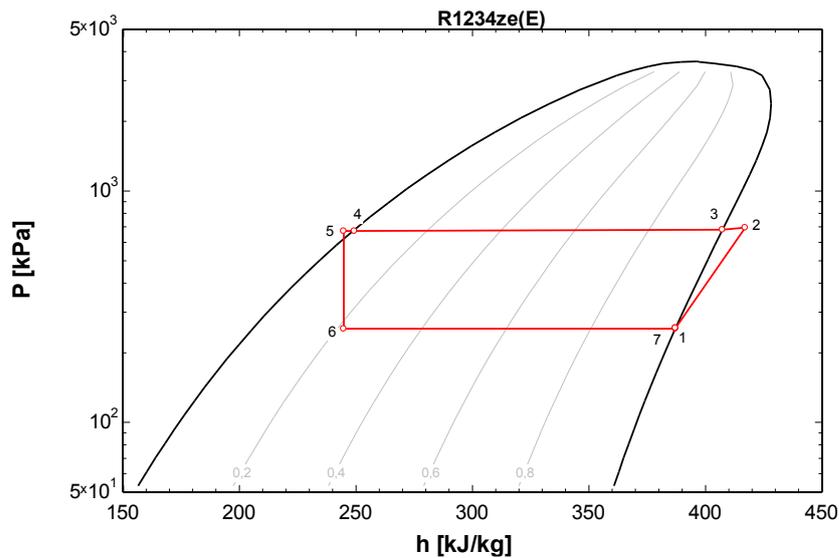


Figura 3.6 Diagrama P x h do ciclo de refrigeração do R1234ze(E). Através do EES

## 4 Balanço Energético

Neste capítulo será descrito o balanço energético do sistema para ambos os refrigerantes. Primeiramente serão calculados os parâmetros necessários para realizar o balanço energético com base no teste experimental realizado pela AHRI no chiller, logo serão utilizados os valores da Tabela 3.5 e Tabela 3.6 para os refrigerantes R134a e R1234ze(E) respectivamente. Em seguida, será feita uma análise para verificar se existe vantagem de algum refrigerante em relação ao outro em regiões com temperaturas diferentes, com isso a temperatura de condensação do chiller será variada de 35 °C a 50 °C.

Cada um dos processos que formam o ciclo será analisado em separado através da formulação da primeira lei da termodinâmica. Em um volume de controle com massa constante, ou um sistema, expressamos a conservação de energia como um princípio físico básico. Esse princípio estabelece que não seja possível criar ou destruir energia. Em cada componente do ciclo de refrigeração podemos assumir regime permanente. Logo a equação da energia pode ser escrita da seguinte forma [12]:

$$\dot{Q} + \dot{m}_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e \right) = \dot{W} + \dot{m}_s \left( h_s + \frac{v_s^2}{2} + gZ_s \right) \quad (4.1)$$

### 4.1 R134a

#### 4.1.1 Compressor

No compressor só há um fluxo de entrada e um de saída. A variação das energias cinética e potencial entre a entrada e saída do compressor é desprezível. Também não existe troca de calor com o ambiente, ou seja, é um processo adiabático. Logo:

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}(h_s - h_e) = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (4.2)$$

$$\dot{W}_{cp} = 2,39 \times (285,2 - 252,7)$$

$$\dot{W}_{cp} = 77,6 \text{ kW}$$

$$w_{cp} = 32,47 \text{ kJ/kg}$$

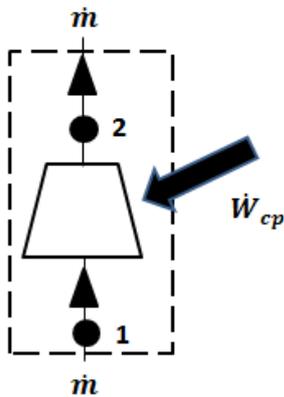


Figura 4.1 Balanço energético no compressor. Elaboração própria

#### 4.1.2 Condensador

No condensador não existem meios para a realização de trabalho e as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis. O fluxo de massa na entrada e na saída é igual novamente. Logo:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}(h_s - h_e) = \dot{m}(h_5 - h_2) \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_{cd} = 2,39 \times (97,2 - 285,2)$$

$$\dot{Q}_{cd} = -449,3 \text{ kW}$$

$$q_{cd} = -188 \text{ kJ/kg}$$

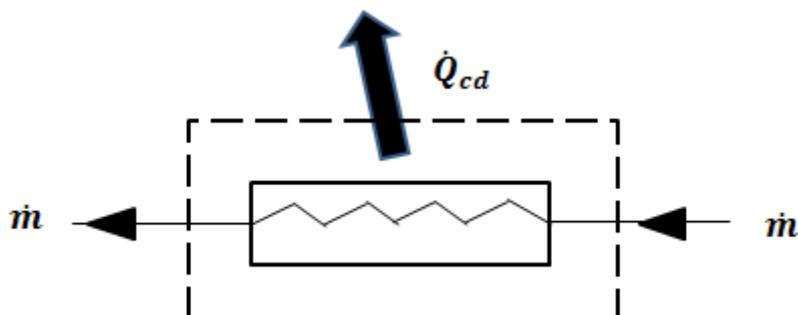


Figura 4.2 Balanço energético no condensador. Elaboração própria

### 4.1.3 Expansor

O expansor não realiza trabalho, as variações de energia cinética e potencial são nulas, não existe troca de calor e a vazão mássica permanece constante na entrada e saída.

$$h_6 = h_5 = 97,2 \text{ kJ/kg}$$

### 4.1.4 Evaporador

As hipóteses consideradas para o condensador valem para o evaporador. Portanto:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}(h_s - h_e) = \dot{m}(h_7 - h_6) \quad (4.4)$$

$$\dot{Q}_{ev} = 2,39 \times (252,9 - 97,2)$$

$$\dot{Q}_{ev} = 372,2 \text{ kW}$$

$$q_{ev} = 155,7 \text{ kJ/kg}$$

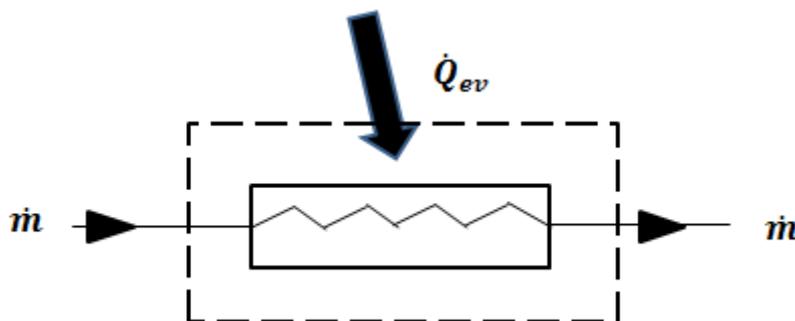


Figura 4.3 Balanço energético no evaporador. Elaboração própria

### 4.1.5 COP

Com o balanço energético do sistema pode se calcular o coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração com o fluido R134a.

$$COP = \frac{q_{ev}}{w_{cp}} = 4,796 \quad (4.5)$$

## 4.2 R1234ze(E)

As hipóteses e ilustrações, para cada componente, utilizadas para o refrigerante R134a são as mesmas para o R1234ze(E).

### 4.2.1 Compressor

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}(h_s - h_e) = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (4.6)$$

$$\dot{W}_{cp} = 1,94 \times (417,1 - 387,2)$$

$$\dot{W}_{cp} = 58 \text{ kW}$$

$$w_{cp} = 29,9 \text{ kJ/kg}$$

### 4.2.2 Condensador

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}(h_s - h_e) = \dot{m}(h_5 - h_2) \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_{cd} = 1,94 \times (244,7 - 417,1)$$

$$\dot{Q}_{cd} = -334,3 \text{ kW}$$

$$q_{cd} = -172,3 \text{ kJ/kg}$$

### 4.2.3 Expansor

Novamente comprovamos o processo isoentálpico calculado pelo software EES.

$$h_6 = h_5 = 244,7 \text{ kJ/kg}$$

#### 4.2.4 Evaporador

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}(h_s - h_e) = \dot{m}(h_7 - h_6) \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_{ev} = 1,94 \times (387,2 - 244,7)$$

$$\dot{Q}_{ev} = 276,3 \text{ kW}$$

$$q_{ev} = 142,4 \text{ kJ/kg}$$

#### 4.2.5 COP

O COP do ciclo utilizando R1234ze(E) é calculado da mesma forma:

$$COP = \frac{q_{ev}}{w_{cp}} = 4,764 \quad (4.9)$$

### 4.3 Comparação R134a x R1234ze(E)

Os parâmetros obtidos no balanço energético são fundamentais para o dimensionamento do chiller. Para avaliar o funcionamento do chiller deve se analisar os valores da potência térmica do evaporador (ou capacidade de refrigeração) e COP. Para a troca de refrigerantes, sem alterações em nenhum componente do equipamento, ser válida estes valores deve sofrer pouca variação.

Parâmetros	R134a	R1234ze(E)	Variação % R1234ze(E)/R134a
Wcp (kW)	77,6	58	-25,3%
Qev (kW)	372,2	276,3	-25,8%
COP	4,796	4,764	-0,7%

Tabela 4.1 Comparação dos resultados obtidos no balanço energético para o R134a e R1234ze(E). Elaboração própria.

Na tabela 4.1 pode se observar que, após a troca do refrigerante base ou R134a para o R1234ze(E), o sistema de refrigeração teve uma perda considerável na potência do evaporador. O, COP, dos sistemas operando com cada fluido permaneceram praticamente constantes. A potência do evaporador ou capacidade de refrigeração do sistema é um parâmetro fundamental na operação do chiller. Logo para operar com o R1234ze(E) algumas adaptações devem ser feitas no equipamento. Uma das alternativas para corrigir esta queda na capacidade de refrigeração é aumentar a vazão mássica do R1234ze(E), e para fazer isso o compressor do equipamento deve ser adaptado.

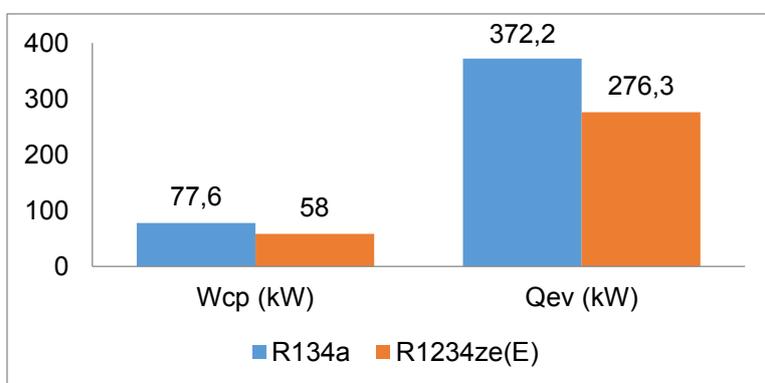


Figura 4.4 Comparação da potência do compressor e capacidade de refrigeração para cada fluido. Elaboração própria.

#### 4.4 Comparação do balanço energético utilizando cada fluido refrigerante variando a temperatura de condensação

A temperatura do ambiente em que o chiller vai operar é um fator que deve ser levado em conta no dimensionamento do equipamento e na seleção do fluido refrigerante. Será analisado se é vantajoso utilizar o R1234ze(E) no lugar do R134a em regiões mais quentes do planeta. Para fazer esta análise a temperatura de condensação do sistema será variada de 35 °C até 50°C em passos de 5 °C. Será considerado uma vazão mássica de 2,4 kg/s para os refrigerantes, um superaquecimento de 5 °C na saída do evaporador, compressor com eficiência de 75% para ambos os fluidos, um subresfriamento de 4 °C na saída do condensador, evaporação a 3,9 °C e os processos de

condensação e evaporação serão simulados de forma isobárica. Através do software EES os resultados obtidos foram:

Parâmetro	Condensação = 35 °C			Condensação = 40 °C		
	R134a	R1234ze(E)	Variação % R1234ze(E)/R134a	R134a	R1234ze(E)	Variação % R1234ze(E)/R134a
Wcp (kW)	66,15	60,23	-8,9%	75,5	68,7	-9,0%
Qev (kW)	378,4	345,8	-8,6%	360,9	328,7	-8,9%
COP	5,72	5,74	0,3%	4,78	4,79	0,2%

Tabela 4.2 Comparação dos parâmetros obtidos no balanço energético para cada fluido condensando a 35°C e 40 °C. Elaboração própria

Na tabela 4.2 pode se observar os valores da potência do compressor (Wcp), capacidade de refrigeração (Qev) e COP para os fluidos R134a e R1234ze(E) condensando a 35 °C e 40 °C. Fica evidente que o R1234ze(E) possui uma menor capacidade de refrigeração em ambas as temperaturas, embora o valor do COP seja semelhante.

Parâmetro	Condensação = 45 °C			Condensação = 50 °C		
	R134a	R1234ze(E)	Variação % R1234ze(E)/R134a	R134a	R1234ze(E)	Variação % R1234ze(E)/R134a
Wcp (kW)	84,6	76,8	-9,2%	93,4	84,66	-9,4%
Qev (kW)	343,1	311,3	-9,3%	325	293,7	-9,6%
COP	4,06	4,05	-0,2%	3,48	3,47	-0,3%

Tabela 4.3 Comparação dos parâmetros obtidos no balanço energético para cada fluido condensando a 45°C e 50 °C. Elaboração própria

Na tabela 4.3 pode se observar os valores da potência do compressor (Wcp), capacidade de refrigeração (Qev) e COP para os fluidos R134a e R1234ze(E) condensando a 45 °C e 50 °C. Novamente, o R1234ze(E) possui uma menor capacidade de refrigeração em ambas as temperaturas e a variação do COP entre cada fluido é desprezível.

Variação (%) R1234ze(E)/R134a				
Parâmetros	35 °C	40 °C	45 °C	50 °C
Wcp (kW)	-9,0%	-8,8%	-9,3%	-9,3%
Qev (kW)	-8,6%	-9,0%	-9,3%	-9,6%
COP	0,3%	0,0%	0,0%	-0,3%

Tabela 4.4 Análise da variação dos parâmetros obtidos no balanço energético para o R1234ze(E) em relação ao R134a. Elaboração própria.

Na tabela 4.4 pode se observar a variação do R1234ze(E) em relação ao R134a para cada temperatura de condensação. Fica claro que conforme a temperatura de condensação aumenta o refrigerante alternativo se torna menos atraente. Para utilizar o fluido R1234ze(E) em regiões mais quentes a vazão mássica terá que ser aumentada para atender a mesma capacidade de refrigeração do R134a.

Ao simular o ciclo de refrigeração do chiller operando com R1234ze(E) para diferentes temperaturas de condensação, observou-se que aplicar um superaquecimento na entrada do compressor é fundamental para perfeito funcionamento do equipamento. Existe uma alta possibilidade de ocorrer uma mistura bifásica dentro do compressor se não for feito um superaquecimento antes do compressor. A figura 4.5 ilustra uma compressão isoentrópica sem superaquecimento antes do compressor, e com isso pode se observar que o processo de compressão ocorre dentro da curva de sino do R1234ze(E). A figura 4.6 ilustra o mesmo processo só que utilizando R134a, e pode se observar que o processo de compressão ocorre fora da curva de sino, como deve ocorrer para perfeito funcionamento do compressor.

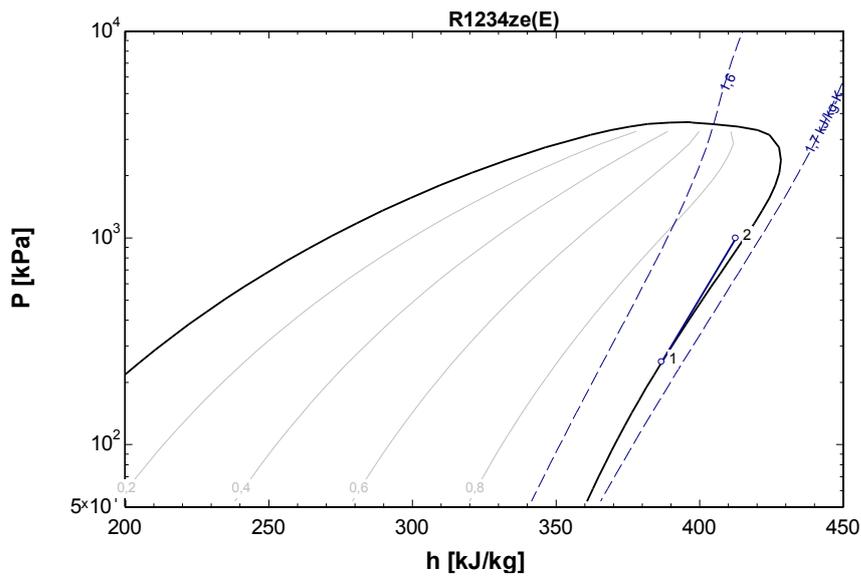


Figura 4.5 Simulação de um processo de compressão isoentrópica sem superaquecimento na entrada do compressor com o refrigerante R1234ze(E)

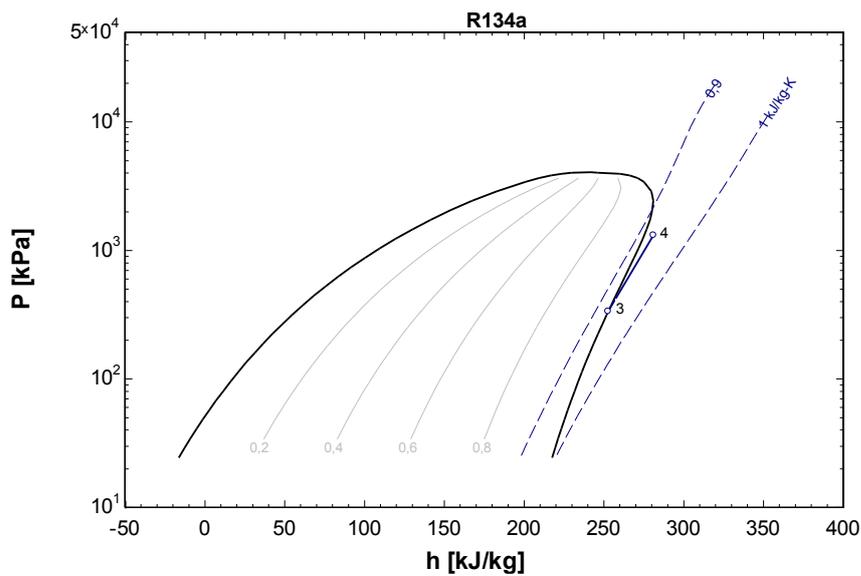


Figura 4.6 Simulação de um processo de compressão isoentrópica sem superaquecimento na entrada do compressor com o refrigerante R1234ze(E)

Nas figuras 4.7 e 4.8 pode se analisar a simulação dos ciclos termodinâmicos do R134a e R1234ze(E), respectivamente, nas diferentes temperaturas de condensação. Fica evidente, para ambos os fluidos, que a capacidade de refrigeração diminui conforme a temperatura de condensação aumenta, de acordo com as hipóteses estabelecidas na simulação.

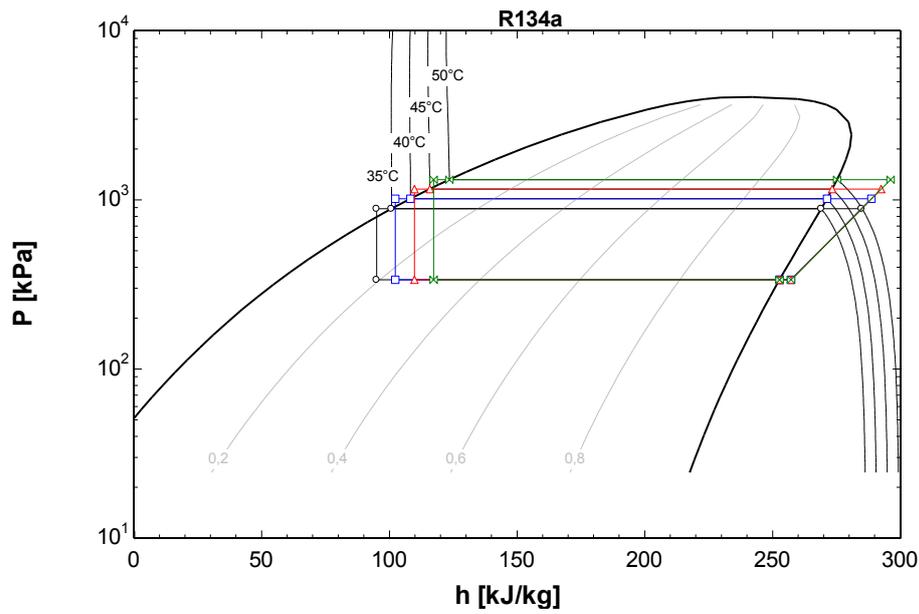


Figura 4.7 Digrama P<sub>x</sub>h do R134a com a simulação dos ciclos termodinâmicos de cada temperatura de condensação através do programa EES.

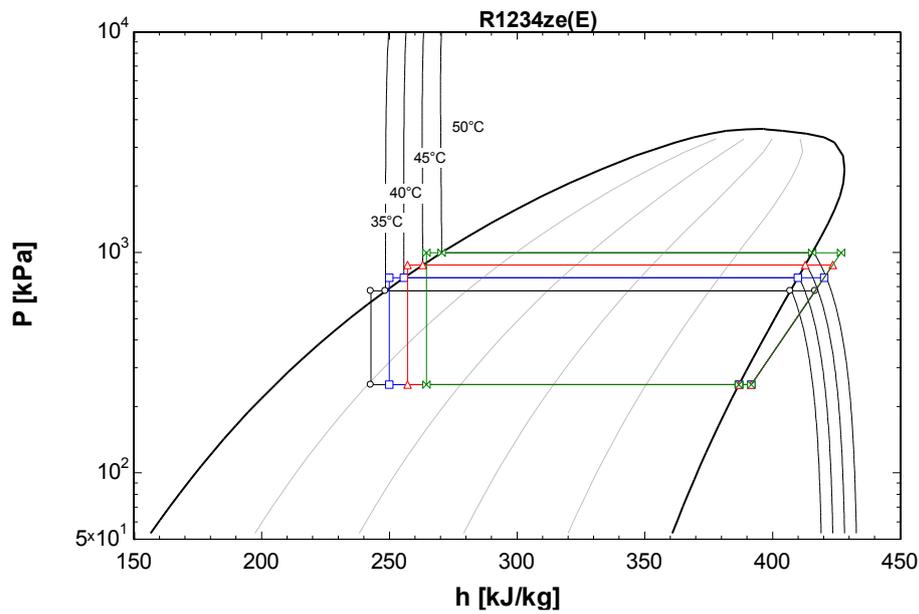


Figura 4.8 Digrama P<sub>x</sub>h do R1234ze(E) com a simulação dos ciclos termodinâmicos de cada temperatura de condensação através do programa EES

## 5 Dimensionamento dos Trocadores de Calor

O dimensionamento dos trocadores de calor do sistema de refrigeração do chiller será descrito neste capítulo. Primeiramente, o dimensionamento será feito de forma geral, especificando cada passo a ser realizado nos cálculos. Em seguida, será exibida uma tabela com o valor calculado de cada parâmetro dos trocadores de calor com base no teste experimental realizado pela AHRI no chiller. Por último, a temperatura de condensação do sistema de refrigeração será variada de 35 °C a 50 °C em um passo de 5 °C. Com isso, será comparada a área de troca de calor do condensador operando com R134a e R1234ze(E). Desta forma, será possível avaliar se existe economia no condensador operando com R134a ou R1234ze(E) dependendo da região do planeta em que o chiller deve operar. O condensador e evaporador do chiller estudado neste projeto são trocadores de calor tubo carcaça. Os trocadores tubo-carcaça são classificados pela TEMA (*Tube Exchanger Manufacturers Association*) de acordo com o tipo de dianteira, carcaça e traseira, como está ilustrado na figura 5.1.

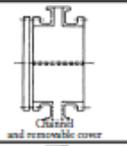
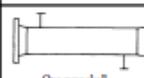
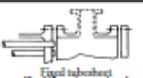
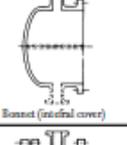
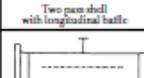
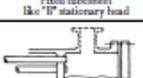
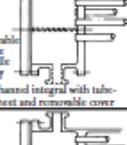
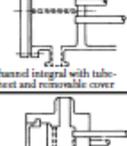
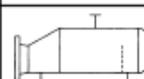
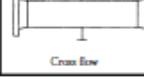
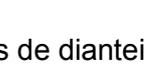
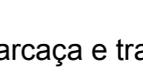
Front end stationary head types	Shell types	Rear end head types
A  Channel and removable cover	E  One pass shell	L  Fixed tubesheet like "W" stationary head
B  Bonnet (integral cover)	F  Two pass shell with longitudinal baffle	M  Fixed tubesheet like "W" stationary head
C  Removable tube bundle only Channel integral with tubesheet and removable cover	G  Split flow	N  Fixed tubesheet like "N" stationary head
N  Channel integral with tubesheet and removable cover	H  Double split flow	P  Outside packed floating head
D  Special high pressure closure	J  Divided flow	S  Floating head with backing device
	K  Kettle type reboiler	T  Full through floating head
	X  Cross flow	U  U-tube bundle
		W  Externally sealed floating tubesheet

Figura 5.1 Padrões de dianteira, carcaça e traseira de acordo com a TEMA [13]

## 5.1 Condensador

O condensador utilizado neste projeto é um trocador de calor tubo-carcaça, onde o refrigerante é condensado nos tubos e o fluido utilizado para trocar calor com o refrigerante é a água, que passa pela carcaça. Os cálculos para dimensionar o condensador foram realizados no programa EES. Os valores do diâmetro externo dos tubos e do diâmetro da carcaça foram estimados para atender às necessidades de projeto. A dianteira do condensador será do tipo B, carcaça tipo E e traseira tipo M, de acordo com a ilustração da figura 5.3. Neste modelo, a água passa apenas uma vez pela carcaça [14]. No dimensionamento do condensador foi considerado que ocorre condensação do refrigerante da entrada até a saída. Logo existe uma aproximação no modelo utilizado, pois existem na verdade três regiões dentro do condensador: desaquecimento, condensação e sub resfriamento.

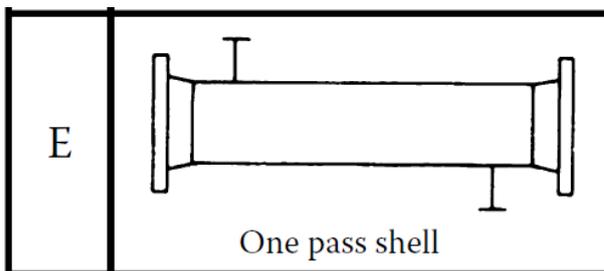


Figura 5.2 Classificação do tipo da carcaça de acordo com a TEMA. Retirado de [14]

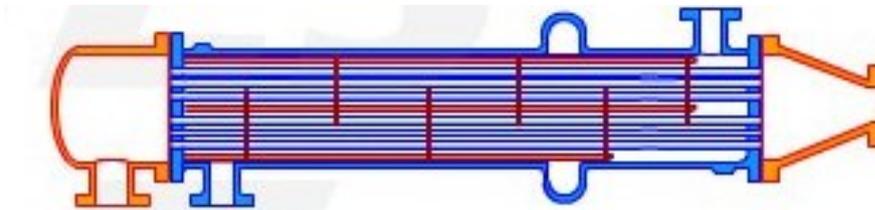


Figura 5.3 Condensador tubo carcaça do tipo BEM. Retirado de [13]

Neste projeto foi escolhido um arranjo triangular para os tubos, pois desta forma é possível aumentar o número de tubos e diminuir o comprimento do

trocador de calor. O refrigerante passará apenas uma vez nos tubos para diminuir a queda de pressão neste lado. O material escolhido para os tubos foi cobre. Na carcaça usaremos chicanas para aumentar o coeficiente de troca de calor e o espaço entre chicanas foi definido em função do diâmetro da carcaça. De acordo com Thulukkanam [13], o espaçamento entre as chicanas ótimo é entre 40% e 60% do diâmetro da carcaça.

As dimensões do trocador de calor são definidas através do cálculo da área de troca de calor necessária. Esta área é obtida pela equação [14]:

$$A = \frac{\dot{Q}_{cd}}{U \cdot \Delta T_{lm}} \quad (5.1)$$

A diferença de temperatura logarítmica ( $\Delta T_{lm}$ ) é igual a [14]:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln\left(\frac{T_{h1} - T_{c2}}{T_{h2} - T_{c1}}\right)} \quad (5.2)$$

No trocador de calor tubo-carcaça a área é calculada em função do diâmetro externo dos tubos, número de tubos e comprimento dos tubos. Portanto podemos definir a área de troca de calor como [14]:

$$A = \pi d_0 N_t L \quad (5.3)$$

Segundo Kakaç [14], o número de tubos pode ser calculado em função do diâmetro da carcaça, número de passes nos tubos, layout dos tubos e passo dos tubos. Desta forma, o número de tubos é calculado como:

$$N_t = (CTP) \frac{\pi D_s^2}{4(CL)P_t^2} \quad (5.4)$$

Onde CL é igual a 0,87 para um layout triangular e CTP vale 0,93 para um passe nos tubos. O passo nos tubos recomendado é [14]:

$$P_t = 1,25 \cdot d_0 \quad (5.5)$$

Para descobrir o regime de escoamento no lado da carcaça precisamos calcular o diâmetro equivalente da carcaça. O diâmetro equivalente é:

$$D_e = 4 \times \frac{\text{área livre de escoamento}}{\text{perímetro molhado}} \quad (5.6)$$

Logo, para um layout triangular obtemos [14]:

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{P_t^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o} \quad (5.7)$$

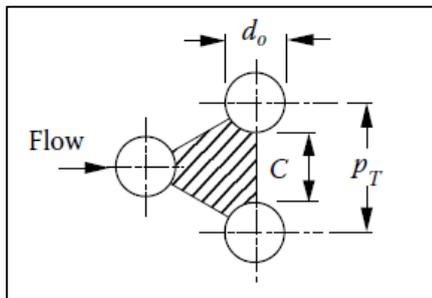


Figura 5.4 Ilustração do escoamento através do arranjo de tubos triangular. Retirado de [14]

A área livre entre os tubos é calculada por:

$$C = P_t - d_o \quad (5.8)$$

Definimos o espaçamento entre as chicanas em função do diâmetro da carcaça dentro dos padrões recomendados na literatura [13].

$$B = 0,6 D_S \quad (5.9)$$

Quanto menor o espaçamento entre as chicanas, maior é a troca de calor e maior é a queda de pressão. Portanto, este valor foi definido para aumentar a troca de calor dentro de um limite aceitável de queda de pressão. A área do escoamento no lado da carcaça entre os feixes dos tubos é definida por [14]:

$$A_s = \frac{D_s \cdot C \cdot B}{P_t} \quad (5.10)$$

A velocidade mássica da água é igual a [14]:

$$G_s = \frac{\dot{m}_{agua}}{A_s} \quad (5.11)$$

Por último, precisamos calcular o número de Reynolds para enfim definir o regime de escoamento e com isso calcular o coeficiente de troca de calor no lado da carcaça [14].

$$Re_s = \frac{G_s \cdot D_e}{\mu_{agua}} \quad (5.12)$$

A correlação de troca de calor no lado da carcaça foi escolhida na literatura em função do número de Reynolds. Segundo McAdams (1985 apud Kakaç [14]), para um número de Reynolds maior do que 2000 e menor do que  $10^6$  o coeficiente de troca de calor na carcaça pode ser calculado como:

$$\alpha_0 = 0,36(Re_s)^{0,55} \left(\frac{c_p \mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0,14} \left(\frac{k}{D_e}\right) \quad (5.13)$$

O fator de correção  $\left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)$  foi desconsiderado neste projeto, pois a diferença de viscosidade da parede para a linha de centro é desprezível. Logo,  $\left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right) = 1$ .

Após definir o coeficiente de troca de calor no lado da carcaça é necessário realizar o cálculo para o lado do tubo, onde ocorre a condensação do refrigerante. O primeiro passo é calcular a área transversal dos tubos [14].

$$A_r = \frac{\pi d_0^2}{4} \cdot \frac{N_t}{N_p} \quad (5.14)$$

Após calcular a área de escoamento podemos calcular a velocidade mássica nos tubos.

$$G_r = \frac{\dot{m}_{R134a}}{A_r} \quad (5.15)$$

Para definir a correlação do coeficiente de troca de calor com condensação nos tubos precisamos antes calcular o número de Reynolds do vapor [15].

$$Re_v = G_r \cdot \frac{d_i}{\mu_v} \quad (5.16)$$

De acordo com Dobson e Chato (1998, apud Incropera [15]) para um número de Reynolds do vapor menor do que 35000 podemos utilizar a equação:

$$\alpha_i = 0,555 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) d_i^3}{\mu_l k_l (T_{sat} - T_w)} \left( h_{fg} + \frac{3}{8} C p_l (T_{sat} - T_w) \right) \right]^{\frac{1}{4}} \quad (5.17)$$

Para calcular a temperatura da parede dos tubos ( $T_w$ ) precisamos resolver o sistema que descreve a troca de calor por convecção entre o tubo e a carcaça.

$$\dot{Q} = \alpha_0 \cdot A \cdot (T_q - T_w) \quad (5.18)$$

$$\dot{Q} = \alpha_i \cdot A \cdot (T_w - T_f) \quad (5.19)$$

A temperatura do fluido quente ( $T_q$ ), foi aproximada como:

$$T_q = T_{sat} \quad (5.20)$$

Uma boa aproximação para a temperatura do fluido frio ( $T_f$ ) é:

$$T_f = \frac{T_{c3} + T_{c4}}{2} \quad (5.21)$$

Desta forma chegamos a um sistema de 3 equações com 3 incógnitas. Onde as incógnitas são:  $\alpha_i$ ,  $\dot{Q}$  e  $T_w$ . O software EES resolveu esse sistema de forma numérica.

Após o cálculo dos coeficientes de troca de calor, de cada lado, é possível chegar ao valor para o coeficiente de troca de calor global. Neste projeto estamos considerando superfície limpa, logo a deposição de sólidos foi considerada desprezível [14].

$$U_c = \frac{1}{\left(\frac{d_o}{d_i} \cdot \alpha_i\right) + \left(d_o \cdot \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k}\right) + \frac{1}{\alpha_o}} \quad (5.22)$$

A área necessária para o condensador pode ser obtida através da equação:

$$A_{cd} = \frac{\dot{Q}}{U_c \cdot \Delta T_{lm}} \quad (5.23)$$

O comprimento necessário para os tubos do condensador é:

$$L_{cd} = \frac{A_{cd}}{\pi \cdot N_t \cdot d_o} \quad (5.24)$$

O número de chicanas foi calculado em função do comprimento dos tubos e do espaçamento entre cada chicana [14]:

$$N_b = \left(\frac{L_{cd}}{B}\right) - 1 \quad (5.25)$$

Segundo Kakaç [14], o fator de atrito no lado da carcaça para um número de Reynolds maior do que 400 e menor do que  $10^6$  pode ser calculado pela fórmula:

$$f_s = \exp(0,576 - 0,19 \cdot \ln(Re_s)) \quad (5.26)$$

E segundo o mesmo autor [14], a queda de pressão no lado da carcaça é definida através da equação:

$$\Delta p_s = \frac{f \cdot G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \cdot \rho \cdot D_e} \quad (5.27)$$

Neste projeto a queda de pressão admissível foi definida de acordo com o valor obtido no experimento da AHRI.

De acordo com Akers [16], a velocidade mássica equivalente pode ser calculada pela equação:

$$G_{eq} = G_r \left( (1 - x) + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \right) \quad (5.28)$$

O número de Reynolds equivalente é calculado por:

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} d_i}{\mu} \quad (5.29)$$

Para calcular o número de Reynolds equivalente foi utilizado um procedimento de diferenciação discreta. O título foi variado em 0,1 de 0 até 1, para cada título calculou se a velocidade mássica e Reynolds equivalente. Por último, foi calculado o valor médio da série.

O cálculo do fator de atrito para condensação nos tubos foi proposto por Yan & Lin [17] como:

$$f_t = 498,3 \cdot Re_{eq}^{-1,074} \quad (5.30)$$

Segundo Kakaç [14], a queda de pressão no lado dos tubos é calculada através da equação:

$$\Delta p_t = \left( 4 \cdot f_t \cdot \left( L \cdot \frac{N_p}{d_i} \right) + 4 \cdot N_p \right) \rho \cdot \frac{u_m^2}{2} \quad (5.31)$$

Onde a velocidade média nos tubos ( $u_m$ ) é:

$$u_m = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_r} \quad (5.32)$$

### 5.1.1 Condensador operando com R134a com base no teste experimental da AHRI

De acordo com o procedimento detalhado acima, foi calculado cada parâmetro necessário para dimensionar o condensador tubo-carcaça utilizando o refrigerante R134a para os dados obtidos no teste experimental da AHRI na tabela 3.3.

Parâmetros de entrada R134a	Símbolo	Valor	Unidade
Diâmetro externo dos tubos	$d_0$	0,00635	$m$
Diâmetro interno dos tubos	$d_i$	0,00529	$m$
Diâmetro da carcaça	$D_s$	0,305	$m$
Passe nos tubos	$N_p$	1	-
Potência do condensador	$\dot{Q}_{cd}$	449300	W
Temperatura de entrada do refrigerante	$T_{h1}$	51,2	°C
Temperatura de saída do refrigerante	$T_{h2}$	32,5	°C
Temperatura de entrada da água	$T_{c3}$	29,5	°C
Temperatura de saída da água	$T_{c4}$	32,2	°C

Tabela 5.1 Dados de entrada no dimensionamento do condensador com R134a. Elaboração própria.

<b>Parâmetros de saída R134a</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Passo dos tubos	$P_t$	0,00794	$m$
Número de tubos	$N_t$	1237	-
Espaço entre chicanas	$B$	0,183	$m$
Diferença de temperatura logarítmica	$\Delta T_{lm}$	11,95	$^{\circ}C$
Diâmetro equivalente	$D_e$	0,00459	$m$
Área de escoamento carcaça	$A_s$	0,00112	$m^2$
Reynolds na carcaça	$Re_s$	3501	-
Coeficiente de troca de calor na carcaça	$\alpha_0$	2481	$W/m^2K$
Área total dos tubos	$A_r$	0,0189	$m^2$
Reynolds no tubo para o vapor	$Re_v$	34892	-
Coeficiente de troca de calor nos tubos	$\alpha_i$	2775	$W/m^2K$
Coeficiente de troca de calor global	$U_c$	1079	$W/m^2K$
Área do condensador	$A_{cd}$	34,8	$m^2$
Comprimento dos tubos	$L_{cd}$	1,41	$m$
Número de chicanas	$N_b$	6	-
Fator de atrito na carcaça	$f_s$	0,5845	-
Queda de pressão na carcaça	$\Delta P_s$	487	$Pa$
Reynolds equivalente nos tubos	$Re_{eq}$	11781	-
Fator de atrito nos tubos	$f_t$	0,0211	-
Velocidade média nos tubos	$u_m$	2	$m/s$
Queda de pressão nos tubos	$\Delta P_t$	2330	$Pa$

Tabela 5.2 Valores calculados para cada parâmetro do condensador operando com R134a. Elaboração própria.

As quedas de pressão obtidas no dimensionamento do condensador operando com R134a são menores do que os valores medidos no chiller RTWD de 230 toneladas pela AHRI, logo os parâmetros de entrada foram aceitáveis.

### 5.1.2 Condensador operando com R1234ze(E) com base no teste experimental da AHRI

O valor de cada parâmetro necessário para dimensionar o condensador operando com R1234ze(E) de acordo com os dados obtidos no teste experimental da AHRI na tabela 3.3 está na tabela abaixo.

Parâmetros de entrada R1234ze(E)	Símbolo	Valor	Unidade
Diâmetro externo dos tubos	$d_o$	0,00635	$m$
Diâmetro interno dos tubos	$d_i$	0,00529	$m$
Diâmetro da carcaça	$D_s$	0,305	$m$
Passe nos tubos	$N_p$	1	-
Potência do condensador	$\dot{Q}_{cd}$	334300	W
Temperatura de entrada do refrigerante	$T_{h1}$	44,8	$^{\circ}C$
Temperatura de saída do refrigerante	$T_{h2}$	32,4	$^{\circ}C$
Temperatura de entrada da água	$T_{c3}$	29,5	$^{\circ}C$
Temperatura de saída da água	$T_{c4}$	32,3	$^{\circ}C$

Tabela 5.3 Dados de entrada no dimensionamento do condensador com R1234ze(E).  
Elaboração própria

Parâmetros de saída R1234ze(E)	Símbolo	Valor	Unidade
Passo dos tubos	$P_t$	0,00794	$m$
Número de tubos	$N_t$	1237	-
Espaço entre chicanas	$B$	0,183	$m$
Diferença de temperatura logarítmica	$\Delta T_{lm}$	8,96	$^{\circ}C$
Diâmetro equivalente	$D_e$	0,00459	$m$
Área da carcaça	$A_s$	0,00112	$m^2$
Reynolds na carcaça	$Re_s$	2577	-
Coeficiente de troca de calor na carcaça	$\alpha_o$	1715	$W/m^2K$
Área total dos tubos	$A_r$	0,0392	$m^2$
Reynolds no tubo para o vapor	$Re_v$	16138	-
Coeficiente de troca de calor nos tubos	$\alpha_i$	2547	$W/m^2K$

<b>Parâmetros de saída R1234ze(E)</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Coeficiente de troca de calor global	$U_c$	947,4	$W/m^2K$
Área do condensador	$A_{cd}$	39,37	$m^2$
Comprimento dos tubos	$L_{cd}$	1,60	$m$
Número de chicanas	$N_b$	7	-
Fator de atrito na carcaça	$f_s$	0,620	-
Queda de pressão na carcaça	$\Delta P_s$	319,9	$Pa$
Reynolds equivalente nos tubos	$Re_{eq}$	6991	-
Fator de atrito nos tubos	$f_t$	0,037	-
Velocidade média nos tubos	$u_m$	1,4	$m/s$
Queda de pressão nos tubos	$\Delta P_t$	1680	$Pa$

Tabela 5.4 Valores calculados para cada parâmetro do condensador operando com R1234ze(E). Elaboração própria.

Os parâmetros de entrada no dimensionamento do condensador com R1234ze(E) foram validados, pois as quedas de pressões obtidas na tabela 5.4 são menores do que os valores medidos no teste experimental realizado pela AHRI, que estão indicados nas tabelas 3.3 e 3.4

### **5.1.3 Comparação entre condensadores operando com cada refrigerante com base no teste experimental da AHRI**

Com base nos resultados encontrados nas tabelas 5.2 e 5.4 pode se comparar o dimensionamento do condensador operando com cada refrigerante. Vale ressaltar que os resultados do teste experimental da AHRI para o drop in dos refrigerantes no chiller foram reproduzidos na simulação através do software EES. Os principais parâmetros que devem ser comparados estão representados na tabela 5.5

Parâmetro	R134a	R1234ze(E)	Variação (%) R1234ze(E)/R134a
$\dot{Q}_{cd}$ (kW)	449,3	334,3	-26%
$U_c$ (W/m <sup>2</sup> K)	1079,0	947,4	-12%
$A_{cd}$ (m <sup>2</sup> )	34,8	39,4	13%
$L_{cd}$ (m)	1,4	1,6	14%

Tabela 5.5 Comparação dos principais parâmetros no dimensionamento do condensador operando com cada refrigerante com base no teste da AHRI. Elaboração própria.

Era esperado que a área de troca de calor do condensador tivesse uma variação de no máximo 15% entre cada refrigerante, pois foi simulado um drop-in no chiller, porém existe um erro implícito nas correlações para o coeficiente de troca de calor nos tubos e na carcaça. Logo, as correlações utilizadas e o dimensionamento do condensador estão aceitáveis, já que a variação entre as áreas está dentro da margem de erro esperada. O dimensionamento do condensador, para ambos os fluidos, está coerente com as dimensões principais do chiller RTWD de 220 toneladas da Trane, que é o modelo mais próximo do protótipo utilizado pela AHRI no programa Low GWP AREP. As dimensões do chiller estão ilustradas na figura 3.1.

## 5.2 Evaporador

O evaporador deste projeto é um trocador de calor tubo carcaça. O fluido que troca calor com o refrigerante é a água. Neste tipo de evaporador, o fluido refrigerante deve passar pela carcaça, entrando por baixo e saindo por cima. Portanto, a evaporação do refrigerante ocorre nos feixes dos tubos e a água passa pelos tubos. Os cálculos para dimensionar o evaporador também foram realizados no programa EES. Os valores do diâmetro externo dos tubos e do diâmetro da carcaça foram estimados para atender às necessidades de projeto. A dianteira do evaporador será do tipo A, carcaça do tipo K e traseira tipo T de acordo com a classificação da TEMA e ilustrado na figura 5.6

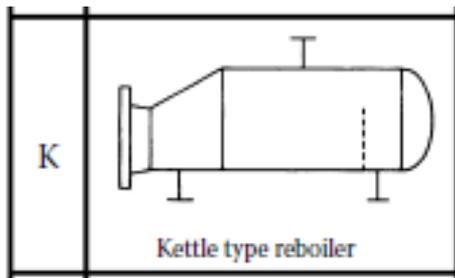


Figura 5.5 Classificação do tipo da carcaça de acordo com a TEMA. Retirado de [10]

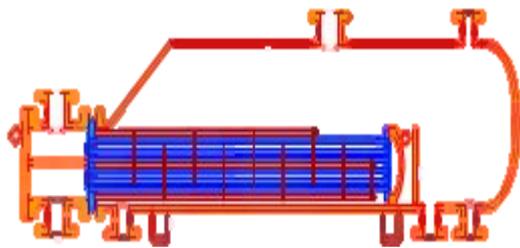


Figura 5.6 Evaporador tubo carcaça do tipo AKT. Retirado de [16]

Para aumentar a troca de calor entre a água e o refrigerante, a água passa pelos tubos 3 vezes e o arranjo dos tubos é triangular. O material dos tubos do evaporador é cobre. O evaporador com carcaça tipo K não possui chicanas.

As dimensões do evaporador são definidas através do cálculo da área de troca de calor necessária, mesmo procedimento do condensador. Esta área é obtida pela equação:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{lm}} \quad (5.33)$$

A diferença de temperatura logarítmica ( $\Delta T_{lm}$ ) no evaporador é igual a:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{c2} - T_{f1}) - (T_{c1} - T_{f2})}{\ln\left(\frac{T_{c2} - T_{f1}}{T_{c1} - T_{f2}}\right)} \quad (5.34)$$

A área de troca de calor do evaporador tubo carcaça é definida pela equação:

$$A = \pi d_0 N_t L \quad (5.35)$$

O número de tubos do evaporador foi novamente definido pela equação proposta por Kakaç [14].

$$N_t = (CTP) \frac{\pi D_s^2}{4(CL)P_t^2} \quad (5.36)$$

Onde CL é igual a 0,87 para um layout triangular e CTP vale 0,85 para 3 passes nos tubos. O passo nos tubos recomendado por Kakaç [14] é:

$$P_t = 1,25 \cdot d_0 \quad (5.37)$$

A área total dos tubos, onde passa o fluido monofásico, foi calculada novamente pela equação:

$$A_r = \frac{\pi d_0^2}{4} \cdot \frac{N_t}{N_p} \quad (5.38)$$

A velocidade mássica nos tubos é definida através da fórmula:

$$G_r = \frac{\dot{m}_{agua}}{A_r} \quad (5.39)$$

O número de Reynolds para o escoamento da água nos tubos do evaporador é:

$$Re_t = \frac{G_r \cdot d_i}{\mu_{agua}} \quad (5.40)$$

O escoamento nos tubos do evaporador é laminar, pois:  $Re_t < 2300$ . Logo, o número de Nusselt nos tubos é constante e vale [15]:

$$Nu_t = 3,66 \quad (5.41)$$

O coeficiente de troca de calor para o fluido monofásico dentro dos tubos é calculado pela equação [15]:

$$\alpha_i = Nu_t \cdot \frac{k}{d_i} \quad (5.42)$$

A área livre entre os tubos é calculada por:

$$C = P_t - d_0 \quad (5.43)$$

Para um layout triangular obtém se um diâmetro equivalente igual a:

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{P_t^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_0^2}{8} \right)}{\frac{\pi d_0}{2}} \quad (5.44)$$

Rosenhow (1952, apud Incropera [15]) desenvolveu uma correlação para o coeficiente de troca de calor na evaporação em piscina. A equação é igual a:

$$\alpha_0 = \frac{\mu_l h_{fg} \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{\frac{1}{2}} \left( \frac{c_{p_l}(T_w - T_{sat})}{c_{s_f} h_{fg} Pr_l^{\frac{1}{3}}} \right)^3}{T_w - T_{sat}} \quad (5.45)$$

O coeficiente de troca de calor global no evaporador é igual a:

$$U_c = \frac{1}{\left( \frac{d_0}{d_i} \alpha_i \right) + \left( d_0 \cdot \frac{\ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2k} \right) + \frac{1}{\alpha_0}} \quad (5.46)$$

A hipótese de superfície limpa foi novamente considerada para o evaporador.

Após o cálculo do coeficiente de troca de calor global podemos finalmente definir a área de troca do evaporador.

$$A_{ev} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{lm}} \quad (5.47)$$

O comprimento necessário para os tubos do evaporador é:

$$L_{ev} = \frac{A_{ev}}{\pi \cdot N_t \cdot d_0} \quad (5.48)$$

Após o cálculo das dimensões do evaporador é necessário calcular as quedas de pressão para validar ou redimensionar o trocador de calor. De acordo com Fox [18], para um escoamento laminar o fator de atrito nos tubos é igual :

$$f_t = \frac{64}{Re_t} \quad (5.49)$$

A velocidade média nos tubos deve ser calculada.

$$u_m = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_r} \quad (5.50)$$

E a queda de pressão nos tubos é calculada pela equação:

$$\Delta p_t = \left( 4 \cdot f_t \cdot \left( L \cdot \frac{N_p}{d_i} \right) + 4 \cdot N_p \right) \rho \cdot \frac{u_m^2}{2} \quad (5.51)$$

A área da carcaça, sem chicanas, é calculada pela equação:

$$A_s = \frac{D_s \cdot C \cdot L}{P_t} \quad (5.52)$$

O fator de atrito na carcaça para um número de Reynolds entre 400 e  $10^6$  de acordo com Kakaç [14] é calculado por:

$$f_s = \exp(0,576 - 0,19 \ln(Re_s)) \quad (5.53)$$

A queda de pressão na carcaça foi novamente calculada pela fórmula:

$$\Delta p_s = \frac{f \cdot G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \cdot \rho \cdot D_e} \quad (5.54)$$

### 5.2.1 Evaporador operando com R134a com base no teste experimental da AHRI

De acordo com o procedimento detalhado acima, foi calculado cada parâmetro necessário para dimensionar o evaporador tubo-carcaça utilizando o refrigerante R134a para os dados obtidos no teste experimental da AHRI na tabela 3.3.

Parâmetros de entrada R134a	Símbolo	Valor	Unidade
Diâmetro externo dos tubos	$d_o$	0,00635	$m$
Diâmetro interno dos tubos	$d_i$	0,00529	$m$
Diâmetro da carcaça	$D_s$	0,381	$m$
Passe nos tubos	$N_p$	3	-
Potência do evaporador	$\dot{Q}_{ev}$	372200	W
Temperatura de entrada do refrigerante	$T_{f1}$	4,3	$^{\circ}C$
Temperatura de saída do refrigerante	$T_{f2}$	4,3	$^{\circ}C$
Temperatura de entrada da água	$T_{c1}$	9,4	$^{\circ}C$
Temperatura de saída da água	$T_{c2}$	6,7	$^{\circ}C$

Tabela 5.6 Dados de entrada no dimensionamento do evaporador com R134a

Parâmetros de saída R134a	Símbolo	Valor	Unidade
Passo dos tubos	$P_t$	0,00794	$m$
Número de tubos	$N_t$	1767	-

<b>Parâmetros de saída R134a</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Diferença de temperatura logarítmica	$\Delta T_{lm}$	3,74	$^{\circ}C$
Diâmetro equivalente	$D_e$	0,00459	$m$
Área de escoamento na carcaça	$A_s$	0,752	$m^2$
Reynolds na carcaça	$Re_s$	1317	-
Coeficiente de troca de calor na carcaça	$\alpha_0$	2376	$W/m^2K$
Área total dos tubos	$A_r$	0,018	$m^2$
Coeficiente de troca de calor nos tubos	$\alpha_i$	357,4	$W/m^2K$
Coeficiente de troca de calor global	$U_c$	285,7	$W/m^2K$
Área do evaporador	$A_{ev}$	347,6	$m^2$
Comprimento dos tubos total	$L_{total}$	9,9	$m$
Comprimento dos tubos por passe	$L_{ev}$	3,3	$m$
Número de chicanas	$N_b$	0	-
Fator de atrito na carcaça	$f_s$	0,45	-
Queda de pressão na carcaça	$\Delta P_s$	13,6	$Pa$
Reynolds nos tubos	$Re_t$	119,8	-
Fator de atrito nos tubos	$f_t$	0,53	-
Velocidade média nos tubos	$u_m$	0,128	$m/s$
Queda de pressão nos tubos	$\Delta P_t$	33319	$Pa$

Tabela 5.7 Valores calculados para cada parâmetro do evaporador operando com R134a

Os parâmetros de entrada no dimensionamento do evaporador com R134a foram validados, pois as quedas de pressões obtidas na tabela 5.7 são menores do que os valores medidos no teste experimental realizado pela AHRI, que estão indicados nas tabelas 3.3 e 3.4.

### 5.2.2 Evaporador operando com R1234ze(E) com base no teste experimental da AHRI

O valor de cada parâmetro necessário para dimensionar o evaporador operando com R1234ze(E) de acordo com os dados obtidos no teste experimental da AHRI na tabela 3.3 está na tabela abaixo.

<b>Parâmetros de entrada R1234ze(E)</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Diâmetro externo dos tubos	$d_o$	0,00635	$m$
Diâmetro interno dos tubos	$d_i$	0,00529	$m$
Diâmetro da carcaça	$D_s$	0,381	$m$
Passe nos tubos	$N_p$	3	-
Potência do evaporador	$\dot{Q}_{ev}$	276300	W
Temperatura de entrada do refrigerante	$T_{f1}$	4,4	$^{\circ}C$
Temperatura de saída do refrigerante	$T_{f2}$	4,4	$^{\circ}C$
Temperatura de entrada da água	$T_{c1}$	9,4	$^{\circ}C$
Temperatura de saída da água	$T_{c2}$	6,6	$^{\circ}C$

Tabela 5.8 Dados de entrada no dimensionamento do evaporador com R1234ze(E)

<b>Parâmetros de saída R1234ze(E)</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Passo dos tubos	$P_t$	0,00794	$m$
Número de tubos	$N_t$	1767	-
Diferença de temperatura logarítmica	$\Delta T_{lm}$	3,47	$^{\circ}C$
Diâmetro equivalente	$D_e$	0,00459	$m$
Área de escoamento na carcaça	$A_s$	0,621	$m^2$
Reynolds na carcaça	$Re_s$	1040	-
Coeficiente de troca de calor na carcaça	$\alpha_o$	1861	$W/m^2K$
Área total dos tubos	$A_r$	0,01865	$m^2$
Coeficiente de troca de calor nos tubos	$\alpha_i$	357,4	$W/m^2K$
Coeficiente de troca de calor global	$U_c$	268,1	$W/m^2K$
Área do evaporador	$A_{ev}$	297	$m^2$
Comprimento dos tubos total	$L_{total}$	7,7	$m$
Comprimento dos tubos por passe	$L_{ev}$	2,6	$m$
Número de chicanas	$N_b$	0	-
Fator de atrito na carcaça	$f_s$	0,47	-
Queda de pressão na carcaça	$\Delta P_s$	0,17	$Pa$

Parâmetros de saída R1234ze(E)	Símbolo	Valor	Unidade
Reynolds nos tubos	$Re_t$	88	-
Fator de atrito nos tubos	$f_t$	0,72	-
Velocidade média nos tubos	$u_m$	0,065	$m/s$
Queda de pressão nos tubos	$\Delta P_t$	26400	$Pa$

Tabela 5.9 Valores calculados para cada parâmetro do evaporador operando com R1234ze(E)

Os parâmetros de entrada no dimensionamento do evaporador com R1234ze(E) foram validados, pois as quedas de pressões obtidas na tabela 5.9 são menores do que os valores medidos no teste experimental realizado pela AHRI, que estão indicados nas tabelas 3.3 e 3.4.

### 5.2.3 Comparação entre evaporadores operando com cada refrigerante com base no teste experimental da AHRI

Com base nos resultados encontrados nas tabelas 5.7 e 5.9 pode se comparar o dimensionamento do evaporador operando com cada refrigerante. Vale ressaltar que os resultados do teste experimental da AHRI para o drop in dos refrigerantes no chiller foram reproduzidos na simulação através do software EES. Os principais parâmetros que devem ser comparados estão representados na Tabela 5.10.

Parâmetro	R134a	R1234ze(E)	Variação (%) R1234ze(E)/R134a
$\dot{Q}_{ev} (kW)$	372,2	276,3	-26%
$U_c (W/m^2K)$	285,7	268,1	-6%
$A_{ev} (m^2)$	347,6	297,0	-15%
$L_{ev} (m)$	3,3	2,6	-21%

Tabela 5.10 Comparação dos principais parâmetros no dimensionamento do evaporador operando com cada refrigerante com base no teste da AHRI

As correlações para o coeficiente de troca de calor nos tubos e na carcaça do evaporador também possuem um erro implícito, e dependendo do refrigerante

utilizado a equação pode ser adequada ou não. A variação de 15% entre as áreas está dentro de uma margem de erro esperada para as correlações utilizadas. O dimensionamento do evaporador, para ambos os fluidos, está coerente com as dimensões principais do chiller RTWD de 220 toneladas da Trane. As dimensões do chiller estão ilustradas na figura 3.1.

### **5.3 Comparação da área do condensador operando com cada refrigerante variando a temperatura de condensação**

Anteriormente foram comparados os valores do COP, potência do compressor e capacidade de refrigeração dos refrigerantes R134a e R1234ze(E) operando em temperaturas de condensação diferentes. Agora, será analisada a área de troca de calor do condensador tubo carcaça operando com cada fluido em regiões com temperaturas ambientes diferentes, ou seja, a temperatura de condensação será variada. O objetivo é verificar qual refrigerante oferece uma economia na área do condensador dependendo da temperatura de condensação. Para fazer esta análise a temperatura de condensação do sistema foi variada de 35 °C até 50°C em passos de 5 °C. Os procedimentos para o dimensionamento do condensador foram descritos no capítulo 5.2.

As hipóteses consideradas para os dois refrigerantes foram:

- Temperatura de evaporação igual a 3,9 °C
- Vazão mássica do refrigerante de 2,4 kg/s
- Água entrando a 23 °C na carcaça
- Vazão mássica da água igual a 5 kg/s
- Refrigerante condensando nos tubos
- Superaquecimento de 5 °C na saída do evaporador
- Compressor com eficiência de 75%
- Subresfriamento de 4 °C na saída do condensador
- Condensação isobárica
- Evaporação isobárica
- Diâmetro externo dos tubos de 0,00635m
- Diâmetro externo da carcaça de 0,381m

- Arranjo dos tubos triangular
- 1 passe nos tubos
- 1 passe na carcaça
- Espaço entre chicanas de 60% do diâmetro da carcaça

Os parâmetros básicos para iniciar o dimensionamento do condensador foram escolhidos com base nos cálculos do capítulo 5.2. As figuras 4.7 e 4.8 ilustram os diagramas P x h da simulação feita através do software EES para cada refrigerante. Os resultados obtidos foram:

Temperatura de Condensação	Área do condensador (m <sup>2</sup> )		Variação % R1234ze(E)/R134a
	R134a	R1234ze(E)	
35 °C	23,1	32,9	42%
40 °C	16,0	19,5	22%
45 °C	12,3	14,2	15%
50 °C	10,0	11,3	13%

Tabela 5.11 Área de troca de calor do condensador para cada temperatura de condensação analisada

Temperatura de Condensação	Coeficiente de troca de calor global (W/m <sup>2</sup> K)		Variação % R1234ze(E)/R134a
	R134a	R1234ze(E)	
35 °C	2334	2082	-11%
40 °C	1946	1774	-9%
45 °C	1758	1616	-8%
50 °C	1627	1507	-7%

Tabela 5.12 Coeficiente de troca de calor global para cada temperatura de condensação analisada

Nas tabelas 5.11 e 5.12 podem se observar que o refrigerante alternativo R1234ze(E) demanda área de troca de calor do condensador maior e coeficiente de troca de calor global menor, respectivamente, em todos os casos simulados. Entretanto, é verificado que conforme a temperatura de condensação aumenta a diferença da área de troca de calor do condensador e coeficiente de troca de calor global entre cada refrigerante diminui.

## 6 Conclusão

Neste projeto o R1234ze(E) foi analisado como um substituto do R134a na operação de um chiller. Os dados experimentais do teste realizado pela AHRI no Programa Low GWP AREP foram usados como base. Primeiramente, simulamos o ciclo termodinâmico do chiller para cada fluido de acordo com os resultados do teste experimental. Com isso, os valores obtidos no balanço energético para cada fluido foram comparados. Em seguida, foi realizada uma simulação do balanço energético variando a temperatura de condensação para ambos os refrigerantes. No capítulo 5 os trocadores de calor do chiller foram dimensionados e validados de acordo com o teste experimental da AHRI e catálogo técnico do modelo mais próximo disponibilizado pelo fabricante do mesmo. Por último, a área de troca de calor do condensador, operando com cada fluido, foi analisada em temperaturas de condensação diferentes.

Foi verificado, no capítulo 4, que ambos os refrigerantes possuem diferença desprezível no valor do COP para todas as temperaturas de condensação analisadas (35, 40, 45 e 50 °C). Entretanto, a capacidade de refrigeração do R1234ze(E) se torna menos competitiva em relação ao R134a conforme a temperatura de condensação aumenta. A capacidade de refrigeração do R1234ze(E) em comparação ao R134a com uma temperatura de condensação de 35°C é 8,6% menor e, quando a temperatura de condensação aumenta para 50°C esta diferença aumenta para 9,6%, conforme foi mostrado na tabela 4.4. Esta perda na capacidade de refrigeração do R1234ze(E) requer uma adaptação no compressor do equipamento. Aumentar a vazão mássica do R1234ze(E) em relação ao R134a é uma solução para igualar as capacidades de refrigeração de cada fluido, e para fazer isto basta adaptar o compressor do chiller quando for operar com o fluido alternativo. Também verificamos que quando o fluido de operação do chiller é trocado do R134a para o R1234ze(E), um superaquecimento do R1234ze(E) antes de entrar no compressor é recomendado para evitar uma mudança de fase dentro do compressor, como foi ilustrado na figura 4.5.

O dimensionamento do condensador e evaporador realizado neste projeto foi validado, com base no teste experimental divulgado pela AHRI no chiller. A

simulação do drop-in realizado no chiller resultou em variações nas áreas de troca de calor obtidas para cada refrigerante dentro de uma margem esperada de 15%. As quedas de pressões obtidas no dimensionamento estão abaixo dos valores divulgados no relatório do teste experimental do Programa Low GWP AREP. E por último, as dimensões calculadas para os trocadores de calor estão compatíveis com as dimensões principais do chiller que foram obtidas no catálogo comercial do fabricante e ilustradas na figura 3.1.

No capítulo 5.3, foi verificado que as áreas de troca de calor do condensador operando com R1234ze(E) são maiores em todas as temperaturas de condensação analisadas (35, 40, 45 e 50 °C). Porém, a variação na área do condensador entre cada fluido diminui conforme a temperatura de condensação aumenta. Com a temperatura de condensação do sistema a 35 °C, a área de troca de calor do condensador operando com R1234ze(E) é 42% maior, porém essa diferença cai para 13% quando a temperatura de condensação é fixada em 50 °C.

Neste projeto foi concluído que o R1234ze(E) pode ser um substituto do R134a, desde que se façam algumas adaptações no equipamento. O compressor operando com o R1234ze(E) deve ser modificado para aumentar a vazão mássica do refrigerante e um superaquecimento na entrada do compressor deve ser feito para evitar mudança de fase durante a compressão. Em relação à área de troca de calor do condensador foi concluído que não existe vantagem em utilizar o R1234ze(E), mas em regiões com temperatura ambiente mais elevada este refrigerante se aproxima do R134a neste quesito, se tornando mais competitivo. A contribuição dos sistemas de refrigeração para o aumento da temperatura global é algo que deve continuar a ser estudado, e o refrigerante R1234ze(E) é uma excelente alternativa para diminuir o impacto direto da refrigeração no aquecimento global. Adaptar os equipamentos de refrigeração para operarem com fluidos de menor impacto ambiental é inevitável.

## Referências Bibliográficas

[1] AHRI, Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program, disponível em: <<http://www.ahrinet.org/arep.aspx>> acessado em 18/03/2017 10:00

[2] Pavkovic, B., Refrigerants – Part 2: Past, present and future perspectives of refrigerants in air-conditioning applications, Faculty of Engineering Rijeka, 2013, 6 páginas

[3] Western Oregon University, disponível em:  
<<https://www.wou.edu/~avorder/Refrigeration.htm>> acessado em 25/03/2017 12:30

[4] Linde, Refrigerants Environmental Data, disponível em: <[http://www.linde-gas.com/internet.global.lindegas.global/en/images/Refrigerants%20environmental%20GWPs17\\_111483.pdf](http://www.linde-gas.com/internet.global.lindegas.global/en/images/Refrigerants%20environmental%20GWPs17_111483.pdf)> acessado em 19/03/2017 12:15

[5] Molina M. J., Rowland F. S., Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes: Chlorine Atomic-Catalysed Destruction of Ozone, *Nature*, v. 249, 1974, 812 páginas

[6] Ministério do Meio Ambiente, Convenção de Viena e Protocolo de Montreal, disponível em: <<http://www.mma.gov.br/clima/protacao-da-camada-de-ozonio/convencao-de-viena-e-protocolo-de-montreal>> acessado em 19/03/2017 11:30

[7] Ecen, O acordo de Copenhague, disponível em:  
<[http://ecen.com/eee75/eee75p/copenhague\\_acordo.htm](http://ecen.com/eee75/eee75p/copenhague_acordo.htm)> acessado em 19/03/2017 12:10

[8] Halmann M. M., Steinberg M., 1999, *Greenhouse Gas Carbon Dioxide Mitigation*. 2 ed., Boca Raton, Florida, USA

[9] Ecacool, Low GWP HFO refrigerants R1234yf and R1234ze(E), disponível em: <[http://www.ecacool.com/en/publications/low\\_gwp\\_hfo\\_refrigerants](http://www.ecacool.com/en/publications/low_gwp_hfo_refrigerants)> acessado em 19/03/2017 14:00

[10] AHRI, Test Report #7 System Drop in Tests of R134a Alternative Refrigerants in a 230-RT Water Cooled Water Chiller, disponível em:

<[http://www.ahrinet.org/App\\_Content/ahri/files/RESEARCH/AREP\\_Final\\_Reports/AHRI%20Low-GWP%20AREP-Rpt-007.pdf](http://www.ahrinet.org/App_Content/ahri/files/RESEARCH/AREP_Final_Reports/AHRI%20Low-GWP%20AREP-Rpt-007.pdf)> acessado em 18/03/2017 10:00

[11] Trane, Water Cooled Chillers, disponível em:

<<http://www.trane.com/commercial/north-america/us/en/products-systems/equipment/chillers/water-cooled-chiller.html>> acessado em 25/03/2017 12:15

[12] Van Wylen, Sonntag e Borgnakke, Fundamentos da termodinâmica, 8ª edição, Edgard Blucher LTDA, 2014, 724 páginas

[13] Thulukkanam, K, Heat Exchanger Design Handbook, 2ª edição, CRC Press, 2013, 1245 páginas

[14] KAKAÇ, S., LIU, H., Heat exchangers, Selection, Rating, and Thermal Design, CRC Press, 1998, 624 páginas

[15] Incropera, F. P., e Dewitt, D. P., Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, 7ª edição, LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., 2014, 672 páginas

[16] Akers, W. W., Deans, H. A., and Crosser, O. K., 1958, "Condensation heat transfer within horizontal tubes," Chemical Engineering Progress, Vol. 54, pp. 89-90.

[17] Yan, Y.-Y., and Lin, T.-F., Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Small Pipe, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, 1999, 10 páginas

[18] Fox, R.W.; McDonald, A.T.; Pritchard, P.J., Introdução à Mecânica dos Fluidos, 8ª edição, LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., 2012, 871 páginas