



**Ian Nunes de Campos Silva**

**Dimensionamento dos trocadores de calor e  
análise de resultados do funcionamento de um  
chiller operando com o fluido refrigerante R32  
em substituição ao fluido refrigerante R410A**

**Projeto de Graduação**

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

Orientador: José Alberto dos Reis Parise  
Coorientador: Paul Ortega Sotomayor

Rio de Janeiro  
14 de dezembro de 2017

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente agradeço a meus pais, que sempre me deram o suporte necessário para que meus sonhos se tornassem realidade, que sempre tiveram paciência e nunca abdicaram de me dar amor e carinho ao longo da minha caminhada. Agradeço também ao meu orientador, José Alberto dos Reis Parise, pelos conselhos e orientação na realização desse trabalho e por estar sempre à disposição quando foi necessário. E por último e não menos importante, aos meus amigos que sempre estiveram comigo durante todos os anos da graduação.

## RESUMO

### **Dimensionamento dos trocadores de calor e análise dos resultados do funcionamento de um chiller operando com o fluido refrigerante R32 em substituição ao fluido refrigerante R410A**

Os chillers são equipamentos muito úteis para a refrigeração. A principal finalidade é refrigerar água para que esta possa ser utilizada na climatização do ar, refrigeração de produtos entre outras atividades. A conscientização ambiental alertou os fabricantes em relação aos fluidos refrigerantes utilizados no processo de refrigeração, pois estes podem ter impacto direto no efeito estufa e aquecimento global caso ocorra um possível vazamento para atmosfera. Para o suporte na presente pesquisa, adotou-se relatório de programa apoiado pela AHRI chamado “Low GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program” onde são feitos testes de substituição dos fluidos tradicionais por fluidos com baixo GWP em equipamentos de refrigeração utilizando o conceito drop-in. Este projeto tem os objetivos de: (i) simular no software EES os fluidos utilizados no report #1 da AHRI, seguindo as mesmas condições de operação; (ii) analisar e comparar os resultados experimentais e teóricos e (iii) definir qual será o melhor fluido substituto. Neste projeto foi simulada a substituição do fluido refrigerante R410A pelo fluido refrigerante R32 na operação de um air cooled water chiller.

Palavras chaves: Refrigeração. Chiller. R-410A. Evaporador de placas paralelas. Condensador tubo aletado.

## **ABSTRACT**

### **Sizing of the heat exchangers and analysis of the results of the operation of a chiller operating with the refrigerant refrigerant R32 in substitution of the refrigerant fluid R410A**

Chillers are very useful equipment for cooling in general. The main purpose is to cool water so that it can be used in air conditioning, refrigeration of products among other activities. Environmental awareness has warned manufacturers of refrigerant fluids used in the refrigeration process as they may have a direct impact on global warming if a possible leak to the atmosphere occurs. For the support in the present research, we adopted an AHRI-supported program report called "Low GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program" where tests are performed replacing traditional fluids with low GWP fluids in refrigeration equipment using the drop-in concept. The objective of this project is: (i) simulate the fluids used in AHRI report # 1 in the EES software, following the same operating conditions; (ii) analyze and compare experimental and theoretical results; (iii) define the best replacement fluid. In this project it was simulated the substitution of refrigerant R410A by the refrigerant R32 in the operation of an air cooled water chiller.

**Keywords:** Refrigeration. Chiller. R-410A. Evaporator of parallel plates. Finished tube condenser.

## Sumário

1 Introdução	11
2 Efeito estufa	13
3 Descrição dos testes experimentais realizados pela AHRI	14
3.1. Descrição dos fluidos utilizados	15
3.2. Configuração do sistema	15
3.3. Dados Coletados do Teste Experimental	17
3.4. Propriedades Termodinâmicas no Ciclo de Refrigeração do Chiller	17
3.5. Diagrama Pressão x Entalpia	19
3.6. Diagrama Temperatura x Entropia	21
4 Balanço Energético do Sistema	22
4.1. Compressor	22
4.2. Válvula de Expansão	22
4.3. COP do sistema	23
4.4. Evaporador	23
4.4.1. Superaquecimento	23
4.4.2. Ebulição	24
4.5. Condensador	24
4.5.1. Dessuperaquecedor	25
4.5.2. Condensação	26
4.5.3. Subresfriamento	26
5 Dimensionamento dos Trocadores de Calor	27
5.1. Evaporador	27
5.1.1. Superaquecimento	28
5.1.2. Ebulição	30
5.1.3. Geometria do trocador	32
5.1.4. Queda de Pressão	33

5.1.5. Resultados	34
5.2. Condensador	37
5.2.1. Dessuperaquecedor	39
5.2.2. Subresfriamento	41
5.2.3. Condensação	42
5.2.4. Queda de Pressão	44
5.2.5. Resultados	45
6 . Comparação R410A x R32	50
7 . Conclusão	52
8 Referências Bibliográficas	54

## Lista de Figuras

Figura 1. Diagrama esquemático do sistema Koolman evidenciando os pontos de coleta de informações. Retirado de [4]. -----	16
Figura 2. Diagrama Pressão x Entalpia do fluido R410A através do software EES.-	20
Figura 3. Diagrama Pressão x Entalpia do fluido R32 através do software EES. ----	20
Figura 4. Diagrama Pressão x Entalpia do fluido R410A através do software EES.-	21
Figura 5. Diagrama Pressão x Entalpia do fluido R410A através do software EES.-	21
Figura 6. Volumes de controle do evaporador. Elaboração própria. -----	23
Figura 7. Configuração da serpentina do condensador. Retirado de [8] com autorização. -----	25
Figura 8. Diagrama dos volumes de controle do condensador. Retirado de [8] com autorização. -----	25
Figura 9. Principais dimensões de um trocador de calor de placas. Retirado de [7].	28
Figura 10. Coeficiente de transferência de calor e fator de atrito para um trocador de calor de tubo aletado em função do número de Reynolds. Retirado de [7]. -----	38

## Lista de tabelas

Tabela 1. Informações dos testes realizados pela AHRI [4].-----	14
Tabela 2. Dados do Equipamento [4].-----	17
Tabela 3. Dados experimentais do teste realizado pela AHRI [4].-----	17
Tabela 4. Propriedades termodinâmicas do R410A. Elaboração Própria. -----	18
Tabela 5. Propriedades termodinâmicas do R32. Elaboração Própria. -----	19
Tabela 6. Dados de entrada do evaporador operando com o fluido R410A. Elaboração própria.-----	34
Tabela 7. Valores calculados através dos dados de entrada para o evaporador operando com o fluido R410A. Elaboração própria.-----	35
Tabela 8. Dados de entrada do evaporador operando com o fluido R32. Elaboração própria.-----	36
Tabela 9. Valores calculados através dos dados de entrada para o evaporador operando com o fluido R410A. Elaboração própria.-----	37
Tabela 10. Dados de entrada do condensador operando com o fluido R410A. Elaboração própria.-----	46
Tabela 11. Valores calculados através dos dados de entrada para condensador operando com o fluido R410A. Elaboração própria.-----	47
Tabela 12. Dados de entrada do condensador operando com o fluido R32. Elaboração própria.-----	48
Tabela 13. Valores calculados através dos dados de entrada para condensador operando com o fluido R32. Elaboração própria. -----	49
Tabela 14. Comparação entre os parâmetros gerais do chiller operando com R410A e R32. Elaboração própria. -----	50
Tabela 15. Comparação entre os parâmetros do condensador operando com R410A e R32. Elaboração própria.-----	50
Tabela 16. Comparação entre os parâmetros do evaporador operando com R410A e R32. Elaboração própria. -----	51



## Lista de Símbolos

Símbolo	Parâmetro	Unidade
$A$	Área de troca de calor	$m^2$
$A_1$	Área efetiva de uma placa	$m^2$
$A_{1p}$	Área projetada de 1 placa	$m^2$
$Bo$	Número de Boiling	-
$COP$	Coeficiente de performance	-
$cp$	Calor específico	$kJ/kgK$
$D$	Diâmetro	$m$
$f$	Fator de atrito	-
$g$	Aceleração da gravidade	$m/s^2$
$G$	Fluxo mássico	$kg/m^2s$
$h$	Entalpia específica	$kJ/kg$
$k$	Condutividade térmica	$W/mK$
$L$	Comprimento	$m$
$\dot{m}_{ref}$	Vazão mássica do fluido refrigerante	$kg/s$
$N_{placas}$	Número de placas	-
$N_{cp}$	Número de canais por placas	-
$N_p$	Número de passes	-
$N_e$	Número efetivo de placas	-
$N_f$	Número de aletas	-
$N_t$	Número de tubos	-
$Nu$	Número de Nusselt	-
$Pr$	Número de Prandtl	-
$Q$	Taxa de calor	$kW$
$q''$	Fluxo de calor	$kW/m^2$
$Re$	Número de Reynolds	-
$t$	Espessura	$m$
$T$	Temperatura	$^{\circ}C$
$U$	Coeficiente global de troca de calor	$W/m^2K$
$V$	Velocidade	$m/s$
$W$	Trabalho específico	$kJ/kg$
$X$	Fração do comprimento	-
$x$	Título	-

Gregas	Parâmetros	Unidade
$\alpha$	Coeficiente de troca de calor	$W/m^2K$
$\beta$	Ângulo de chevron	$^{\circ}$
$\eta$	Eficiência da aleta	-
$\mu$	Viscosidade	$Pa \cdot s$
$\rho$	Massa específica	$kg/m^3$

$\varphi$	Fator de alargamento	-
$\Delta P$	Variação de pressão	$Pa$
$\Delta T$	Variação de temperatura	$^{\circ}C$

Subscritos	Parâmetros	Unidade
1	Longitudinal	-
2	Altura	-
3	Transversal	-
$a$	Aceleração	-
$ao$	Ar na saída	-
$ai$	Ar na entrada	-
$aco$	Ar na saída da condensação	-
$aso$	Ar na saída do subresfriamento	-
$air$	Ar	-
$bo$	Ebulição	-
$cd$	Condensador	-
$cs$	Condensação	-
$cp$	Compressor	-
$d$	De Superaquecimento	-
$ev$	Evaporador	-
$eq$	Equivalente	-
$f$	Aleta	-
$fr$	Fricção	-
$fg$	Condensação	-
$g$	Gasoso	-
$h$	Distância horizontal entre tubos	-
$H_2O$	Água	-
$in$	Entrada	-
$l$	Líquido	-
$med$	Médio	-
$out$	Saída	-
$p$	Porta	-
$ref$	Fluido refrigerante	-
$s$	Subresfriamento	-
$sd$	Saída	-
$sh$	Superaquecimento	-
$tot$	Total	-
$w$	Largura	-
$v$	Distância vertical entre tubos	-
$\infty$	Infinito	-

# 1 Introdução

Ao longo da história da humanidade, o ser humano deparou-se com diversas adversidades. Uma delas era a dificuldade da distribuição e armazenamento de alimentos de forma segura e saudável. Já dizia Albert Einstein que no meio de toda a dificuldade encontra-se a oportunidade, e assim se fez. Em consequência dos estudos relacionados a solução desse problema, em 1834 foi inventado nos Estados Unidos o primeiro sistema mecânico de fabricação de gelo artificial [1].

A partir desse sistema construiu-se a base que hoje é aplicada nos sistemas de refrigeração. Esse sistema utiliza um fluido refrigerante que absorve calor da substância do ambiente a ser refrigerado. A primeira geração de fluidos refrigerantes era composta por qualquer fluido que funcionasse, como por exemplo o éter, que foi utilizado do primeiro sistema de fabricação de gelo mencionado acima, e o  $SO_2$ . Essa geração era composta basicamente de fluidos tóxicos, inflamáveis ou ambos, por isso eram constantes acidentes com mortes [2].

Devido aos acidentes regulares, um grupo de cientistas liderados por Thomas Midgley, engenheiro mecânico e químico americano, empenharam-se em pesquisas relacionadas a fluidos refrigerantes não tóxicos e não inflamáveis [2]. Em pouco tempo a família dos hidrocarbonetos halogenados (CFCs), que até então eram apenas compostos químicos, se tornaram a solução do problema. Essa geração de fluidos foi utilizada durante longos anos, até que os professores Sherwood Rowland e Mario Molina avançaram em estudos que relacionam os CFCs com a redução da camada de ozônio, estudo este que ganhou prêmio Nobel de Química em 1995 [2].

Tais complicações com o meio ambiente fizeram com que as nações mundiais organizassem o tratado de Montreal que passou a regular a produção e o consumo de produtos que destroem a camada de ozônio e tinha como principal objetivo acabar com o uso de alguns tipos de CFCs que eram fontes de destruição do  $O_3$ . Dessa forma, surgiu a terceira geração de fluidos refrigerantes, os hidrofluorcarbonetos (HCFCs) [2].

Os HCFCs além de boas propriedades químicas e termodinâmicas, não são tóxicos ou inflamáveis, tornando-se assim uma boa alternativa aos CFCs. Por outro

lado os HCFCs impactam significativamente o aquecimento global. Mesmo com essa adversidade, os HCFCs foram bem aceitos no mercado. Porém o aquecimento global tornou-se um assunto tão importante quanto a camada de ozônio. Desta forma a pressão para a utilização de fluidos refrigerantes naturais aumentou [2].

## 2 Efeito estufa

O efeito estufa é um fenômeno climático responsável temperatura média da superfície da terra. Alguns fatores são determinantes para agravar essa condição, como por exemplo tectonismo, vulcanismo, composição físico-química da atmosfera, que são considerados fatores internos. Tem-se também emissões de gases-estufa resultantes da queima de combustíveis fósseis como petróleo e carvão vegetal, queimadas de florestas, atividades industriais, que são considerados fatores externos [3].

Uma série de gases tem a capacidade de agravar o efeito estufa, entre eles os clorofluorcarbonetos (CFC), ozônio ( $O_3$ ), metano ( $CH_4$ ), óxido nitroso ( $N_2O$ ) e o dióxido de carbono ( $CO_2$ ). Esses gases, quando presentes na atmosfera, absorvem parte da radiação infravermelha emitida pela superfície da terra e irradiam uma parte da energia de volta para a superfície, fazendo com que a temperatura da superfície permaneça em torno de  $30^{\circ}C$ , sendo fundamental para a manutenção da vida terrestre. Porém, com o aumento da emissão dos gases do efeito estufa, tem-se um maior fluxo de absorção e irradiação e assim um aumento da temperatura superficial, ensejando o aquecimento global [3].

Em relação à refrigeração, temos o principal problema relacionado com os fluidos refrigerantes, que geralmente são gases que causam danos ao meio ambiente quando ocorre um vazamento para atmosfera ou um descarte indevido de equipamentos que serão inutilizados. Outro fator relacionado é a liberação de dióxido de carbono durante o processo de geração de energia que produz a eletricidade necessária para alimentar o sistema.

### 3 Descrição dos testes experimentais realizados pela AHRI

Nesta seção, será descrito o procedimento experimental, realizado e reportado por fabricante, e finalmente divulgado pela AHRI, de um chiller operando com os fluidos refrigerantes R410A e R32 (*drop-in*). Esse programa de pesquisa foi desenvolvido por um fabricante, com apoio da AHRI, com o objetivo de auxiliar a indústria de refrigeração na busca por fluidos refrigerantes de baixo impacto ambiental, ou seja, com baixo GWP (*global warming potencial*). O procedimento utilizado é o drop-in, que se refere a prática de substituição do fluido refrigerante tradicional por um fluido alternativo, geralmente de menor impacto ambiental, sem que seja feita nenhuma alteração nos componentes do equipamento.

Neste projeto utilizamos como referência o report #1 da linha de pesquisa “Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program” desenvolvido pela AHRI. Neste teste foi feito um drop in em um air cooled water chiller que originalmente opera com o fluido R410A [4]. Os fluidos alternativos utilizados foram:

Nome	Início do teste	Final do teste	Número de testes
<b>R-410 A</b>	18/10/2011	11/01/2012	44
<b>R32</b>	23/01/2012	09/02/2012	24
<b>DR-5</b>	20/02/2012	09/03/2012	29
<b>ARM-70 a</b>	03/05/2012	11/05/2012	20
<b>L-41 a</b>	29/05/2012	31/05/2012	18
<b>L-41 b</b>	04/06/2012	06/06/2012	18
<b>ARM-32 a</b>	11/06/2012	13/06/2012	17
<b>HPR1D</b>	09/07/2012	18/07/2012	20

Tabela 1. Informações dos testes realizados pela AHRI [4].

Neste projeto estamos avaliando a utilização do R32 em substituição ao R410A,. Portanto os outros fluidos acima mencionados não fazem parte do presente estudo.

### **3.1. Descrição dos fluidos utilizados**

Os fluidos podem ser caracterizados mediante seu potencial de aquecimento global associado (GWP), o potencial de deterioração da camada de ozônio (ODP) e a flamabilidade do componente ou mistura.

- **R410A**

Caracterizado por ser uma mistura de HFC's, foi designado como um substituto de "longa duração" para o R22 [5]. É um fluido não inflamável e uma mistura não azeotrópica, ou seja, na troca de fase, seja a condensação ou evaporação a pressão constante, ocorre mudança de temperatura [6].

- **R32**

Refrigerante HFC, com ODP zero e GWP significativamente menor que os outros refrigerantes da mesma família. Considerado refrigerante com baixa flamabilidade. É considerado um refrigerante de "longa duração" quando considerado o ODP, mas em relação ao efeito estufa os HFC's estão relacionados no protocolo de Kyoto e algumas regulamentações estão sendo implementadas para controlar seu uso [5].

### **3.2. Configuração do sistema**

O sistema foi testado utilizando um chiller refrigerado a ar fabricado pela Koolman modelo CGAR-0605 com capacidade de refrigeração nominal de 15,6 KW [4][7]. Este equipamento funciona como bomba de calor ou refrigeração, porém neste projeto foi utilizado o modo refrigeração, com condensador do tipo tubos de cobre com aletas de alumínio e o evaporador de placas paralelas de bronze.

O diagrama esquemático do sistema pode ser analisado na figura 1, que expõe o fluxo da água e do refrigerante, além dos pontos utilizados para captação de informações, como temperatura e pressão.

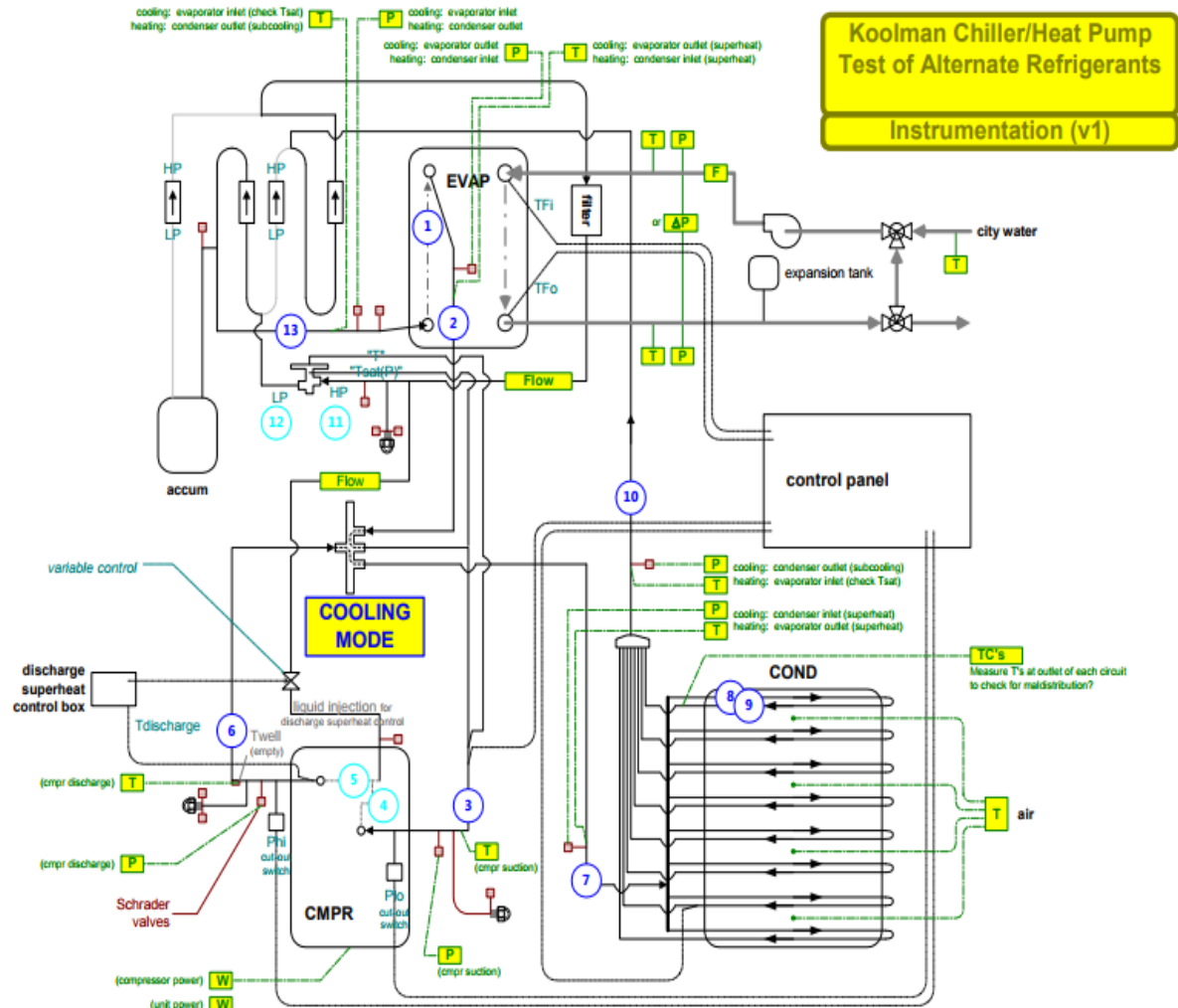


Figura 1. Diagrama esquemático do sistema Koolman evidenciando os pontos de coleta de informações. Retirado de [4].



### 3.3.Dados Coletados do Teste Experimental

Dados	R410A	R32	Unidade
Compressor	Scroll		
Válvula de expansão	Termostática		
Condensador	Tubo aletado		
Evaporador	Placas Paralelas		
Carga de refrigerante	5,44	4,31	Kg
Vazão	0,1225	0,0875	Kg/s

Tabela 2. Dados do Equipamento [4].

Pontos de Medição	R410A		R32	
	T ( °C )	P (kPa)	T ( °C )	P (kPa)
Sucção do Compressor	6,0	-	6,1	-
Entrada do Compressor	9,0	877	10,0	921
Saída do Compressor	91,8	3313	114,9	3444
Entrada do Condensador	86,9	3,299	107,7	3,434
Saída do Condensador	45,5	3,267	48,2	3,413
Subresfriamento da saída	7,2	-	5,5	-
Entrada da Válvula de Expansão	45,4	3,236	48	3,394
Subresfriamento da entrada	6,9	-	5,4	-
Entrada do Evaporador	8,9	1,026	12,0	1,008
Saída do Evaporador	6,0	898	6,5	933
Superaquecimento da saída	2,3	-	2,2	-

Tabela 3. Dados experimentais do teste realizado pela AHRI [4].

### 3.4.Propriedades Termodinâmicas no Ciclo de Refrigeração do Chiller

A partir dos dados coletados no teste experimental [4], e com o auxílio do software EES, foi possível encontrar as propriedades termodinâmicas de todos os pontos relevantes do sistema, para o chiller operando com os fluidos R410A e R32. Na tabela 3.4, estão os valores de temperatura, entalpia, entropia e título dos fluidos em cada ponto do sistema.

- **R410A:**

	<b>Descrição</b>	<b>T (C)</b>	<b>P (kPa)</b>	<b>h (kJ/kg)</b>	<b>s (kJ/kgK)</b>	<b>x</b>
<b>1</b>	Entrada do Compressor	9,0	877	429	1,829	1
<b>2</b>	Saída do Compressor / Entrada do condensador	91,8	3313	482	1,871	1
<b>3</b>	Ponto de orvalho	53,25	3299	420	1,69	1
<b>4</b>	Ponto de ebulição	53,14	3299	292,5	1,3	0
<b>5</b>	Saída do Condensador / Entrada do Expansor	45,5	3267	275,9	1,249	0
<b>6</b>	Saída do Expansor / Entrada do Evaporador	8,9	1026	275,9	1,798	0,2715
<b>7</b>	Saída do Evaporador	6,0	898	425,1	1,813	1

Tabela 4. Propriedades termodinâmicas do R410A. Elaboração Própria.

Com esses dados podemos encontrar a eficiência do compressor, que é dado pela fórmula:

$$\eta_{cpR410A} = \frac{h_{2isen} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{467 - 429}{482 - 429} = 71,69\% \quad (3.1)$$

Podemos observar que ocorre um aumento de entropia entre os pontos 1 e 2, o que mostra uma coerência com o real processo de compressão. Podemos analisar também a queda de pressão dos processos de condensação (46kPa) e evaporação (128kPa). Esses dados servirão de referência no dimensionamento dos trocadores de calor mais adiante. E por último pode-se observar um superaquecimento entre a saída do evaporador e a entrada do compressor.

- **R32:**

	<b>Descrição</b>	<b>T (C)</b>	<b>P (kPa)</b>	<b>h (kJ/kg)</b>	<b>s (kJ/kgK)</b>	<b>x</b>
<b>1</b>	Entrada do Compressor	10	921	523,5	2,167	1
<b>2</b>	Saída do Compressor / Entrada do condensador	114,9	3444	602,4	2,227	1
<b>3</b>	Ponto de orvalho	53,91	3434	503,9	1,949	1
<b>4</b>	Ponto de ebulição	53,91	3434	306,6	1,345	0
<b>5</b>	Saída do Condensador / Entrada do Expansor	48,2	3413	292,3	1,301	0
<b>6</b>	Saída do Expansor / Entrada do Evaporador	12	1008	292,3	1,303	0,2715
<b>7</b>	Saída do Evaporador	6,5	933	518,7	2,148	1

Tabela 5. Propriedades termodinâmicas do R32. Elaboração Própria.

Com esses dados podemos encontrar a eficiência do compressor, que é dado pela fórmula:

$$\eta_{cp_{R32}} = \frac{h_{2_{isen}} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{579,6 - 523,5}{602,4 - 523,5} = 71,10\% \quad (3.2)$$

Podemos observar que ocorre, como no refrigerante anterior, um aumento de entropia entre os pontos 1 e 2. Observamos também a queda de pressão dos processos de condensação (31kPa) e evaporação (75kPa) e o superaquecimento entre a saída do evaporador e a entrada do compressor.

### 3.5. Diagrama Pressão x Entalpia

Com os dados da tabela 4 e tabela 5, e com o auxílio do software EES, foi possível elaborar os diagramas Pressão x Entalpia abaixo:

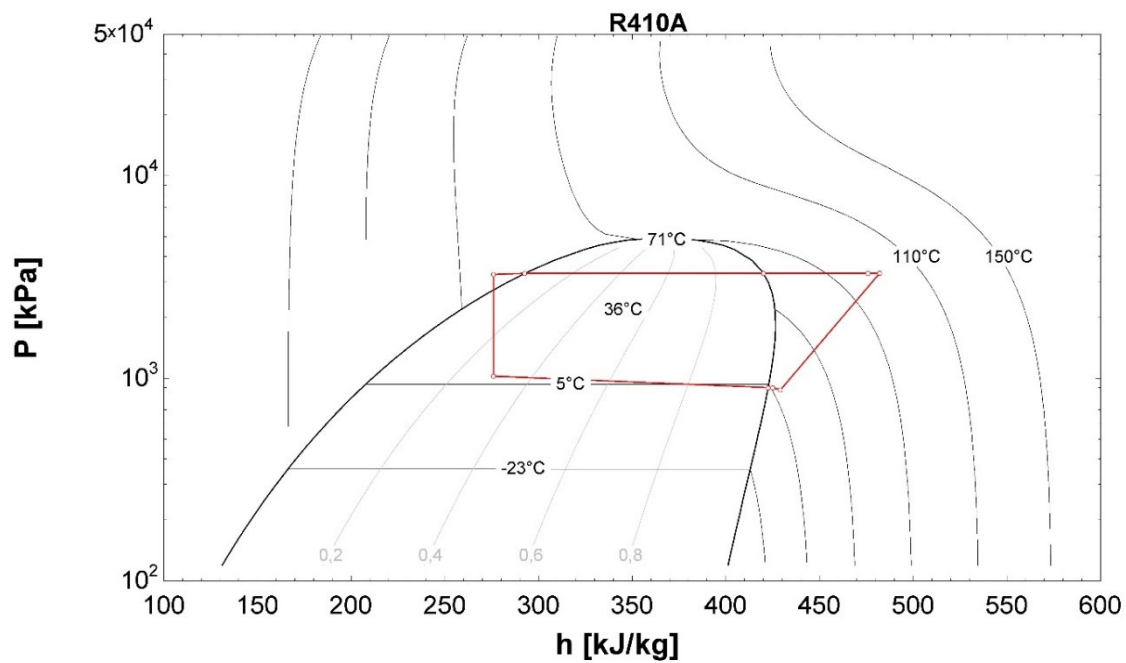


Figura 2. Diagrama Pressão x Entalpia do fluido R410A através do software EES.

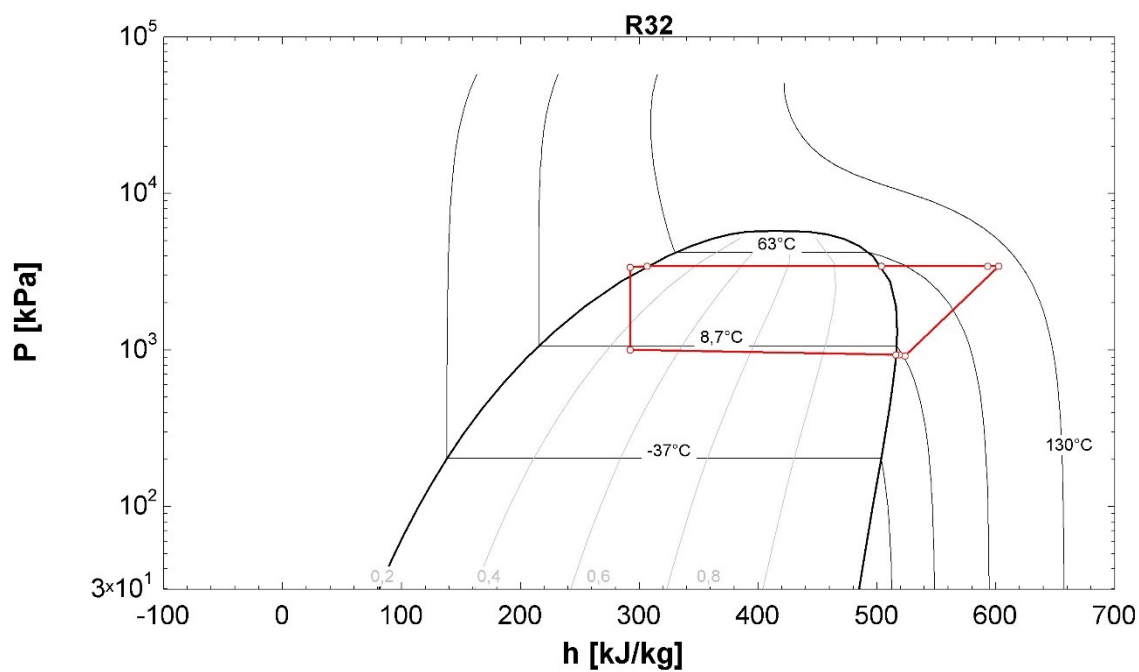


Figura 3. Diagrama Pressão x Entalpia do fluido R32 através do software EES.

### 3.6. Diagrama Temperatura x Entropia

Com os dados da tabela 3.4, e com o auxílio do software EES, foi possível elaborar o diagrama Temperatura x Entropia abaixo:

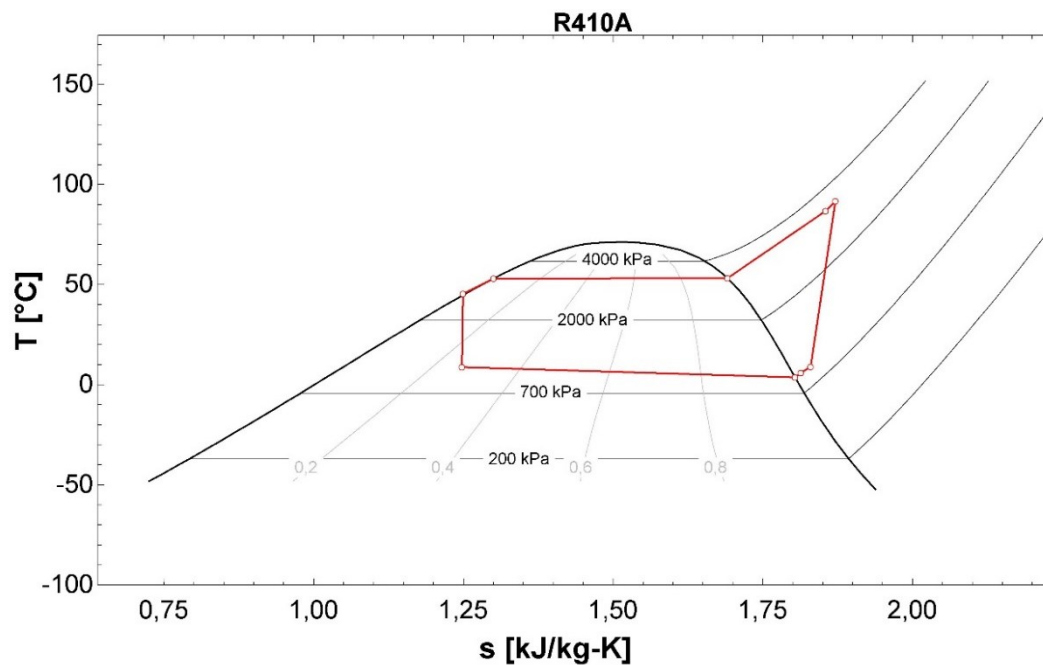


Figura 4. Diagrama Pressão x Entalpia do fluido R410A através do software EES.

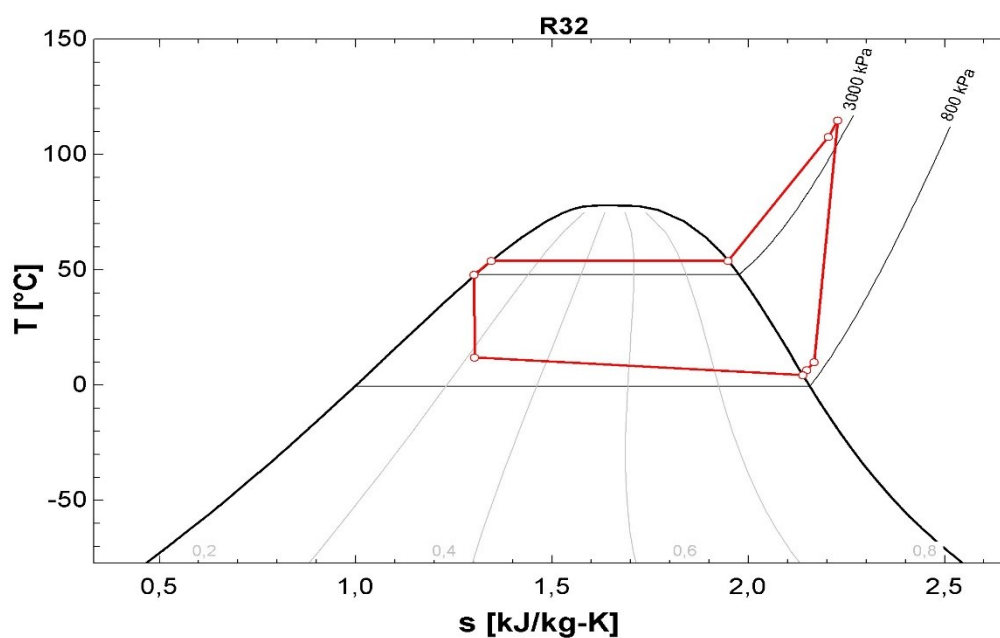


Figura 5. Diagrama Pressão x Entalpia do fluido R32 através do software EES.

## 4 Balanço Energético do Sistema

Para descrever o balanço energético, algumas propriedades do fluido refrigerante são necessárias. Com base nos dados experimentais presentes no relatório da AHRI, foi possível encontrar os dados complementares, como entalpia e entropia.

A análise foi feita em cada parte do sistema separadamente utilizando a primeira lei da termodinâmica:

$$\dot{Q} + \dot{m}_{in} \left( h_{in} + \frac{V_{in}^2}{2} + gZ_{in} \right) = \dot{W} + \dot{m}_{out} \left( h_{out} + \frac{V_{out}^2}{2} + gZ_{out} \right) \quad (4.1)$$

Em cada volume de controle utilizado é possível admitir regime permanente.

### 4.1.Compressor

O compressor é suposto ser um componente adiabático, ou seja, não troca calor com o ambiente. O fluxo que atravessa esse volume de controle é constante no tempo, tudo que entra é igual a tudo que sai, e as variações de energia cinética e energia potencial, desprezíveis. Dessa forma, temos:

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

### 4.2.Válvula de Expansão

A válvula é adiabática, não realiza trabalho, as variações de energias potencial e cinética são desprezíveis e o fluxo é constante, logo:

$$h_6 = h_5 \quad (4.3)$$

### 4.3.COP do sistema

O COP do sistema pode ser definido como a razão entre a potência do evaporador e o trabalho do compressor:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}_{cp}}$$

### 4.4.Evaporador

O método multi-zona consiste em analisar os componentes mediante volumes de controles específicos, Figura 6, separando a parte bifásica da parte monofásica, facilitando assim a análise, pois as propriedades dos fluidos variam do estado monofásico pro bifásico, portanto este método permite a utilização de correlações específicas para cada estado do fluido.

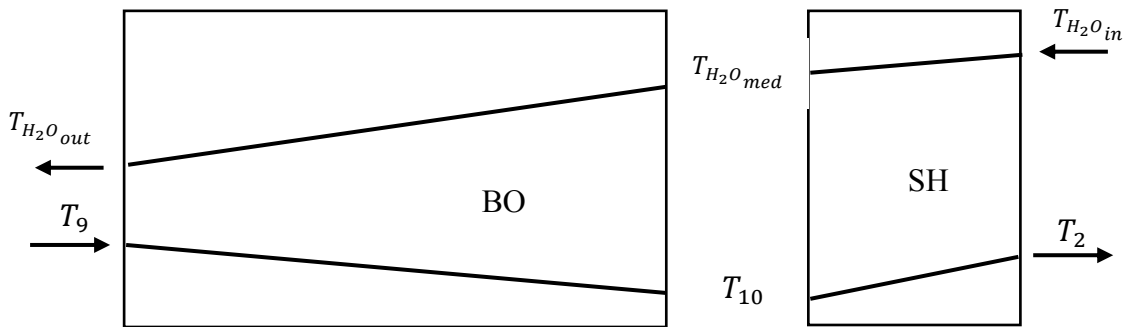


Figura 6. Volumes de controle do evaporador. Elaboração própria.

#### 4.4.1.Superaquecimento

O superaquecimento, ou *superheat*, tem a função de garantir que o fluido refrigerante esteja completamente na fase gasosa no momento que entrar no compressor. Nessa parte, a troca de calor é menor pois só temos o fluido refrigerante no estado gasoso, e o coeficiente de troca térmica de um gás é menor que de um líquido.

$$\dot{Q}_{sh} = \dot{m}_{H_2O} c_{p_{H_2O}} (T_{H_2O_{in}} - T_{H_2O_{med}}) \quad (4.4)$$

$$\dot{Q}_{sh} = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_5) \quad (4.5)$$

$$\dot{Q}_{sh} = (UA)_{sh} \frac{(T_{H_2O_{in}} - T_1) - (T_{H_2O_{med}} - T_v)}{\ln \frac{(T_{H_2O_{in}} - T_1)}{(T_{H_2O_{med}} - T_v)}} \quad (4.6)$$

#### 4.4.2.Ebulição

Na parte de ebulição, ou *boiling*, ocorre a troca de calor com o fluido refrigerante presente nas duas fases termodinâmicas, tanto líquido quanto gasoso. É nessa parte que ocorre a maior parcela da troca de calor entre os fluidos

$$\dot{Q}_{bo} = \dot{m}_{H_2O} c_{p_{H_2O}} (T_{H_2O_{med}} - T_{H_2O_{out}}) \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_{bo} = \dot{m}_{ref} (h_5 - h_4) \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_{bo} = (UA)_{bo} \frac{(T_{H_2O_{med}} - T_5) - (T_{H_2O_{out}} - T_4)}{\ln \frac{(T_{H_2O_{med}} - T_5)}{(T_{H_2O_{out}} - T_4)}} \quad (4.9)$$

#### 4.5.Condensador

O condensador em questão, como já mencionado acima, é do tipo tubo de cobre com aletas de alumínio. Da mesma forma que o evaporador, foi utilizado o método multi-zona para definir o dimensionamento. Do tubo aletado podemos fazer 3 volumes de controle, um de superheater, que consiste em esfriar o vapor até a saturação, um de condensação e um de subresfriamento. Neste tipo de trocador de calor a configuração da serpentina é fundamental para a confecção dos volumes de controle devido à frente de ação do ar que atravessa o trocador, sendo assim, foi escolhida a seguinte configuração:



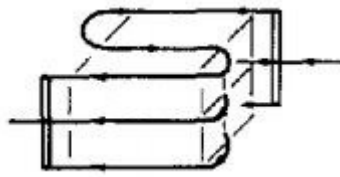


Figura 7. Configuração da serpentina do condensador. Retirado de [8] com autorização.

Dessa forma o diagrama dos volumes de controle fica da seguinte forma:

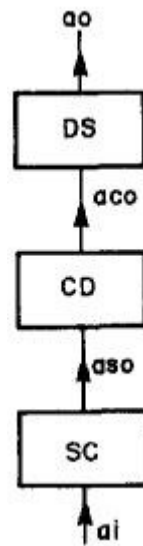


Figura 8. Diagrama dos volumes de controle do condensador. Retirado de [8] com autorização.

Seguindo essa configuração é possível fazer o balanço energético do condensador, mais especificamente de cada volume de controle em particular.

#### 4.5.1. Dessuperaquecedor

Este volume de controle trata do esfriamento do vapor de refrigerante que entra no condensador, logo, não tem mudança de fase do fluido. Podemos escrever as equações da forma:

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_{ref} c p_g (T_2 - T_3) \quad (4.10)$$

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_{air} c p_{air} X_d (T_{ao} - T_{aco}) \quad (4.11)$$

$$\dot{Q}_d = U A_d \Delta T_{ln} \quad (4.12)$$

#### 4.5.2. Condensação

Na condensação, o fluido refrigerante muda o estado termodinâmico, dessa forma as equações ficam:

$$\dot{Q}_{cs} = \dot{m}_{ref} (h_3 - h_4) \quad (4.13)$$

$$\dot{Q}_{cs} = \dot{m}_{air} c p_{air} X_{cs} (T_{aco} - T_{aso}) \quad (4.14)$$

$$\dot{Q}_{cs} = U A_{cs} \Delta T_{ln} \quad (4.15)$$

#### 4.5.3. Subresfriamento

Este volume de controle também conta com o fluido refrigerante em apenas um estado físico, dessa forma as equações se assemelham as equações do primeiro volume de controle:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{ref} c p_l (T_4 - T_5) \quad (4.16)$$

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{air} c p_{air} X_s (T_{aso} - T_{ai}) \quad (4.17)$$

$$\dot{Q}_s = U A_s \Delta T_{ln} \quad (4.18)$$

Nas equações acima, as constantes  $X_d$ ,  $X_{cs}$  e  $X_s$  é definida como sendo a divisão do comprimento da serpentina pelo comprimento total do trocador. Porém, com a configuração definida na figura 5.2 o comprimento da serpentina é igual ao comprimento do trocador de calor, sendo assim estas constantes tem valor igual a 1.

## 5 Dimensionamento dos Trocadores de Calor

No teste realizado pela AHRI, o chiller utilizado foi o Koolman CGAR-0605. Esse chiller é do tipo resfriado a ar, ou seja, o trocador de calor utilizado como condensador é do tipo tubo de cobre com aletas de alumínio. O trocador de calor utilizado como evaporador é do tipo Placas Paralelas, mais especificamente BPHE (*Brazed Plate Heat Exchanger*).

Por falta de dados precisos sobre o chiller utilizado, a simulação foi baseada nos trocadores de calor dimensionados a seguir. O dimensionamento foi feito baseado nas condições de operação do chiller utilizado no teste, respeitando as propriedades termodinâmicas que o chiller do teste oferece.

### 5.1.Evaporador

Como foi dito anteriormente, foi utilizado o método Multi-zona para realizar o balanço energético do evaporador, dessa forma temos dois volumes de controle, um de ebulição e outro de superaquecimento. A capacidade de refrigeração do evaporador se dá pela soma das capacidades de refrigeração de cada volume de controle:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_{bo} + \dot{Q}_{sh} \quad (5.1)$$

Analogamente, a área de troca total do evaporador é a soma das áreas de troca de cada volume de controle:

$$A_{ev} = A_{bo} + A_{sh} \quad (5.2)$$

Um parâmetro importante para o dimensionamento do trocador de calor é a sua geometria. A figura abaixo facilita a visualização das variáveis necessárias:

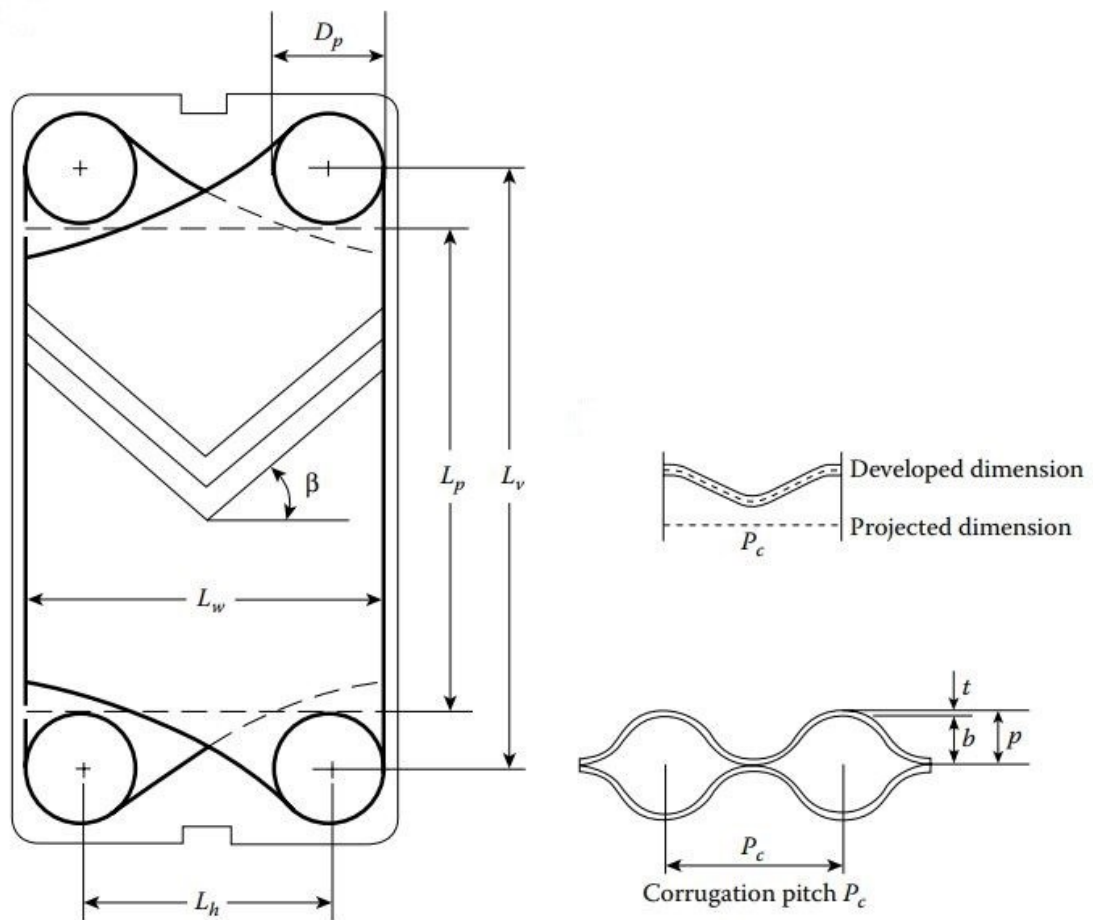


Figura 9. Principais dimensões de um trocador de calor de placas. Retirado de [7].

Outro fator importante é o fator de ampliação de superfície,  $\varphi$ , que é a razão entre a área efetiva e a área projetada. Esse fator é tabelado e nesse projeto é igual a 1,17 [9].

### 5.1.1. Superaquecimento

Para calcular o coeficiente de troca térmica no volume de controle do superaquecimento é necessário encontrar os coeficientes de troca dos fluidos que por ele passa, no caso a água e o fluido refrigerante. Dessa forma, primeiramente é necessário encontrar o número de Nusselt respectivo de cada fluido.

Analisando primeiro a água, temos um fluido monofásico durante todo o volume de controle, portanto é possível encontrar uma correlação para o número de Nusselt. Essa correlação foi tirada de [9], já que estamos utilizando o mesmo trocador de calor, operando com os mesmos fluidos.

$$Nu = 0,295 Re^{0,64} Pr^{0,64} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0,09} \quad (5.3)$$

Com essa correlação, é possível encontrar o coeficiente de troca térmica da água.

$$h_{H_2O_{sh}} = \frac{Nu k_{H_2O}}{D_h} \quad (5.4)$$

$$h_{H_2O_{sh}} = 0,295 \left( \frac{k_{H_2O}}{D_h} \right) Re_{H_2O_{sh}}^{0,64} Pr_{H_2O}^{0,64} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0,09} \quad (5.5)$$

onde podemos encontrar o diâmetro hidráulico, o número de Reynolds e o fluxo mássico da seguinte forma:

$$D_h = \frac{2b}{\varphi} \quad (5.6)$$

$$G_{c_{H_2O_{sh}}} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{N_{cp_{sh}} b L_w} \quad (5.7)$$

$$Re_{H_2O_{sh}} = \frac{G_{c_{H_2O_{sh}}} D_h}{\mu_g} \quad (5.8)$$

Para o fluido refrigerante, o coeficiente de troca de calor pode ser encontrado pela mesma correlação, pois também trata-se de um fluido monofásico durante todo o volume de controle. Dessa forma

$$\alpha_{ref_{sh}} = 0,295 \left( \frac{k_{ref}}{D_h} \right) Re_{ref_{sh}}^{0,64} Pr_{ref}^{0,64} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0,09} \quad (5.9)$$

onde podemos encontrar o número de Reynolds e o fluxo mássico da seguinte forma:

$$G_{c_{ref_{sh}}} = \frac{\dot{m}_{ref}}{N_{cp_{sh}} b L_w} \quad (5.10)$$

$$Re_{ref_{sh}} = \frac{G_{c_{ref_{sh}}} D_h}{\mu_g} \quad (5.11)$$

Com os coeficientes de troca de calor de cada fluido presente é possível calcular o coeficiente global de troca de calor desse volume de controle:

$$\frac{1}{U_{SH}} = \frac{1}{\alpha_{H_2O_{sh}}} + \frac{1}{\alpha_{ref_{sh}}} \quad (5.12)$$

O próximo passo é utilizar a condutância encontrada na equação (4.6) para encontrar a área total de troca do superaquecimento:

$$UA_{sh} = U_{sh} A_{sh} \quad (5.13)$$

### 5.1.2. Ebulição

Para este volume de controle temos a água no estado líquido, dessa forma podemos utilizar a mesma correlação que foi utilizada acima:

$$\alpha_{H_2O_{bo}} = 0,295 \left( \frac{k_{H_2O}}{D_h} \right) Re_{H_2O_{bo}}^{0,64} Pr^{0,64} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0,09} \quad (5.14)$$

onde podemos encontrar o diâmetro hidráulico, o número de Reynolds e o fluxo mássico da seguinte forma:

$$D_h = \frac{2b}{\varphi} \quad (5.15)$$

$$G_{c_{H_2O_{bo}}} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{N_{cp_{bo}} b L_w} \quad (5.16)$$

$$Re_{H_2O_{bo}} = \frac{G_{c_{H_2O_{bo}}} D_h}{\mu} \quad (5.17)$$

Já o fluido refrigerante encontra-se em duas fases, líquida e gasosa. No item [9] também temos uma correlação para esse caso particular, logo podemos escrever o coeficiente de troca térmica da forma:

$$\alpha_{ref_{bo}} = \left( \frac{k_{ref}}{D_h} \right) Ge_1 Re_{eq}^{Ge_2} Bo_{eq}^{0,3} Pr^{0,4} \quad (5.18)$$

Onde:

$$Ge_1 = 2,81 \left( \frac{\rho_{co}}{D_h} \right)^{-0,041} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-2,83} \quad (5.19)$$

$$Ge_2 = 0,746 \left( \frac{\rho_{co}}{D_h} \right)^{-0,082} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0,61} \quad (5.20)$$

$$Bo_{eq} = \frac{q''}{G_{eq} h_{fg}} \quad (5.21)$$

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_l} \quad (5.22)$$

O fator de atrito é dado por:

$$f = G_{e_3} Re_{eq}^{G_{e_4}} \quad (5.23)$$

$$Ge_3 = 64,710 \left( \frac{\rho_{co}}{D_h} \right)^{-5,27} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-3,03} \quad (5.24)$$

$$Ge_4 = -1,314 \left( \frac{\rho_{co}}{D_h} \right)^{-0,62} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-0,47} \quad (5.25)$$

Com esses valores é possível calcular o coeficiente global de troca de calor desse volume de controle:

$$\frac{1}{U_{BO}} = \frac{1}{\alpha_{H_2O_{bo}}} + \frac{1}{\alpha_{ref_{bo}}} \quad (5.26)$$

O próximo passo é utilizar a condutância encontrada na equação (4.6) para encontrar a área total de troca da ebulição:

$$UA_{bo} = U_{bo}A_{bo} \quad (5.27)$$

### 5.1.3. Geometria do trocador

Com as áreas de troca de calor de cada volume de controle, é possível encontrar a área total de troca do evaporador por inteiro, que é dada pela equação (5.2). A partir desse dado, é possível relacionar a área total do trocador com a área efetiva de cada placa:

$$A_1 = \varphi L_p L_w \quad (5.28)$$

$$A_{ev} = N_e A_1 \quad (5.29)$$

Onde:

$$N_e = N_t - 2 \quad (5.30)$$



E o comprimento total do trocador de calor é dado por:

$$L_c = N_t p \quad (5.31)$$

#### 5.1.4. Queda de Pressão

A queda de pressão relacionada ao evaporador de placas paralelas utilizado nesse sistema pode ser calculada através da expressão [9]:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{fr} + \Delta P_a + \Delta P_{st} + \Delta P_p \quad (5.32)$$

onde a variação de pressão relacionada ao atrito da placa é dada por:

$$\Delta P_{fr} = f \frac{L_v N_{cp}}{D_h} \frac{G_{eq}^2}{\rho_l} \quad (5.33)$$

A variação de pressão relacionada à aceleração do fluido é dada por:

$$\Delta P_a = \frac{G_{eq}^2 x_{out}}{\rho_{lg}} - \frac{G_{eq}^2 x_{in}}{\rho_{lg}} \quad (5.34)$$

A variação de pressão relacionada a estática do fluido é dada por:

$$\Delta P_{st} = \rho_m g L_v \quad (5.35)$$

E a variação de pressão na porta é dada por:

$$\Delta P_p = \frac{1,4 G_p}{2 \rho_m} \quad (5.36)$$

Onde:

$$G_p = \frac{\dot{m}_{eq}}{\pi D_p^2 / 4} \quad (5.37)$$

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \quad (5.38)$$

### 5.1.5. Resultados

Para dimensionar o evaporador, aplicamos os dados de entrada retirado do relatório da AHRI [4], da geometria fornecida pela figura 6 e do manual do fabricante do chiller utilizado no teste [10]. Dessa forma, podemos montar as tabelas abaixo:

- **R410A**

Dados de entrada	Símbolo	Valor	Unidade
Vazão do fluido refrigerante	$\dot{m}_{ref}$	0,1225	kg/s
Vazão de água	$\dot{m}_{H_2O}$	0,8829	kg/s
Diâmetro dos tubos de entrada e saída dos fluidos	$D_p$	0,01950	m
Largura efetiva da placa	$L_w$	0,115	m
Distância longitudinal entre os tubos de entrada e saída da placa	$L_h$	0,069	m
Distância vertical entre os tubos de entrada e saída da placa	$L_v$	0,476	m
Comprimento efetivo da placa	$L_p$	0,4565	m
Espessura da placa	$t$	0,0004	m
Passo da placa	$p$	0,00255	m
Ângulo de Chevron	$\beta$	45	°
Fator de ampliação	$\phi$	1,17	-
Dimensão projetada de uma seção transversal de placa de Chevron normal	$P_c$	0,007	m
Temperatura de entrada da água	$T_{i_{H_2O}}$	12,1	°C

Tabela 6. Dados de entrada do evaporador operando com o fluido R410A. Elaboração própria.

Aplicando esses dados de entrada, encontramos os seguintes resultados:

Dados de saída	Símbolo	Valor	Unidade
Potência do evaporador	$\dot{Q}_{ev}$	18,75	kW
Coeficiente de performance	COP		-
Trabalho do compressor	$\dot{W}_{cp}$		$\text{kJ/kg}$
Área total de troca de calor	$A_{ev}$	4,115	$\text{m}^2$
Área de troca de calor (Superaquecimento)	$A_{SH}$	0,5287	$\text{m}^2$
Área de troca de calor (Ebulição)	$A_{BO}$	3,587	$\text{m}^2$
Número de placas	$N_t$	69	-
Diâmetro hidráulico	$D_h$	0,003675	$\text{m}$
Coeficiente global de troca de calor (Superaquecimento)	$U_{sh}$	214,2	$\text{W/mK}$
Coeficiente global de troca de calor (Ebulição)	$U_{bo}$	1174	$\text{W/mK}$
Coeficiente de troca de calor da água no superaquecimento	$\alpha_{H_2O_{sh}}$	3084	$\text{W/m}^2\text{K}$
Coeficiente de troca de calor da água na ebulição	$\alpha_{H_2O_{bo}}$	3583	$\text{W/m}^2\text{K}$
Coeficiente de troca de calor do fluido no superaquecimento	$\alpha_{ref_{sh}}$	227,7	$\text{W/m}^2\text{K}$
Coeficiente de troca de calor do fluido na ebulição	$\alpha_{ref_{bo}}$	1746	$\text{W/m}^2\text{K}$
Temperatura de saída da água	$T_{f_{H_2O}}$	7,025	$^{\circ}\text{C}$
Comprimento do trocador de calor	$L_c$	0,176	$\text{m}$
Queda de pressão no evaporador	$\Delta P_{total}$	439,9	$\text{Pa}$

Tabela 7. Valores calculados através dos dados de entrada para o evaporador operando com o fluido R410A. Elaboração própria.

- **R32**

Dados de entrada	Símbolo	Valor	Unidade
Vazão do fluido refrigerante	$\dot{m}_{ref}$	0,0875	kg/s
Vazão de água	$\dot{m}_{H_2O}$	0,8829	kg/s
Diâmetro dos tubos de entrada e saída dos fluidos	$D_p$	0,01950	$\text{m}$
Largura efetiva da placa	$L_w$	0,115	$\text{m}$

Distância longitudinal entre os tubos de entrada e saída da placa	$L_h$	0,069	$m$
Distância vertical entre os tubos de entrada e saída da placa	$L_v$	0,476	$m$
Comprimento efetivo da placa	$L_p$	0,4565	$m$
Espessura da placa	$t$	0,0004	$m$
Passo da placa	$p$	0,00255	$m$
Ângulo de Chevron	$\beta$	45	$^\circ$
Fator de ampliação	$\phi$	1,17	-
Dimensão projetada de uma seção transversal de placa de Chevron normal	$P_c$	0,007	$m$
Temperatura de entrada da água	$T_{i_{H_2O}}$	12,6	$^\circ C$

Tabela 8. Dados de entrada do evaporador operando com o fluido R32. Elaboração própria.

Aplicando esses dados de entrada, encontramos os seguintes resultados:

Dados de saída	Símbolo	Valor	Unidade
Potência do evaporador	$\dot{Q}_{ev}$	20,23	kW
Coeficiente de performance	COP		-
Trabalho do compressor	$\dot{W}_{cp}$		$kJ/kg$
Área total de troca de calor	$A_{ev}$	1,937	$m^2$
Área de troca de calor (Superaquecimento)	$A_{SH}$	0,2981	$m^2$
Área de troca de calor (Ebulição)	$A_{BO}$	1,639	$m^2$
Número de placas	$N_t$	34	-
Diâmetro hidráulico	$D_h$	0,003675	$m$
Coeficiente global de troca de calor (Superaquecimento)	$U_{sh}$	312,1	$W/mK$
Coeficiente global de troca de calor (Ebulição)	$U_{bo}$	1886	$W/mK$
Coeficiente de troca de calor da água no superaquecimento	$\alpha_{H_2O_{sh}}$	5789	$W/m^2K$
Coeficiente de troca de calor da água na ebulição	$\alpha_{H_2O_{bo}}$	5778	$W/m^2K$
Coeficiente de troca de calor do fluido no superaquecimento	$\alpha_{ref_{sh}}$	329,8	$W/m^2K$

Coeficiente de troca de calor do fluido na ebulição	$\alpha_{ref_{bo}}$	2800	$W/m^2K$
Temperatura de saída da água	$T_{f_{H_2O}}$	7,125	°C
Comprimento do trocador de calor	$L_c$	0,08551	$m$
Queda de pressão no evaporador	$\Delta P_{total}$	261,7	$Pa$

Tabela 9. Valores calculados através dos dados de entrada para o evaporador operando com o fluido R410A. Elaboração própria.

## 5.2. Condensador

O condensador em questão é do tipo compacto, formado de tubos de cobre com aletas de alumínio. Este trocador é muito utilizado em virtude da grande área de troca de calor que ele consegue alcançar devido ao grande número de aletas presente no equipamento. As aletas fornecem cerca de 80% da área total de troca de calor do condensador e, como o nome já diz, ficam bem compactadas ao ponto do trocador de calor ter um tamanho bem razoável e mesmo assim rejeitar bastante calor.

A área total de troca de calor desse trocador de calor é dada pela soma da área dos tubos que compõe o trocador mais a área das aletas:

$$A_{tot} = A_t + A_f \quad (5.39)$$

onde a área dos tubos é a soma das áreas dos tubos de cada volume de controle:

$$A_t = A_{t_s} + A_{t_d} + A_{t_{cs}} \quad (5.40)$$

e a área das aletas é a soma das áreas das aletas de cada volume de controle:

$$A_f = A_{f_s} + A_{f_d} + A_{f_{cs}} \quad (5.41)$$

As dimensões do trocador de calor,  $L_1, L_2$  e  $L_3$ , podem ser relacionadas com a área frontal, o número de tubos por linha e o número de colunas de tubo, respectivamente:

$$A_{fro} = n_{rows} P_t L_1 \quad (5.42)$$

$$L_2 = n_{rows} P_t \quad (5.43)$$

$$L_3 = n_{col} P_l \quad (5.44)$$

Onde:

$$A_{fro} = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air} V_{\infty air}} \quad (5.45)$$

Como estamos tratando de um condensador do tipo tubo aletado, o fluido é resfriado a ar. Desta forma o coeficiente de troca de calor do ar é o mesmo para qualquer volume de controle presente no condensador. Sendo assim, podemos estimar esse coeficiente seguindo a correlação presente em [7] e evidenciada no gráfico abaixo:

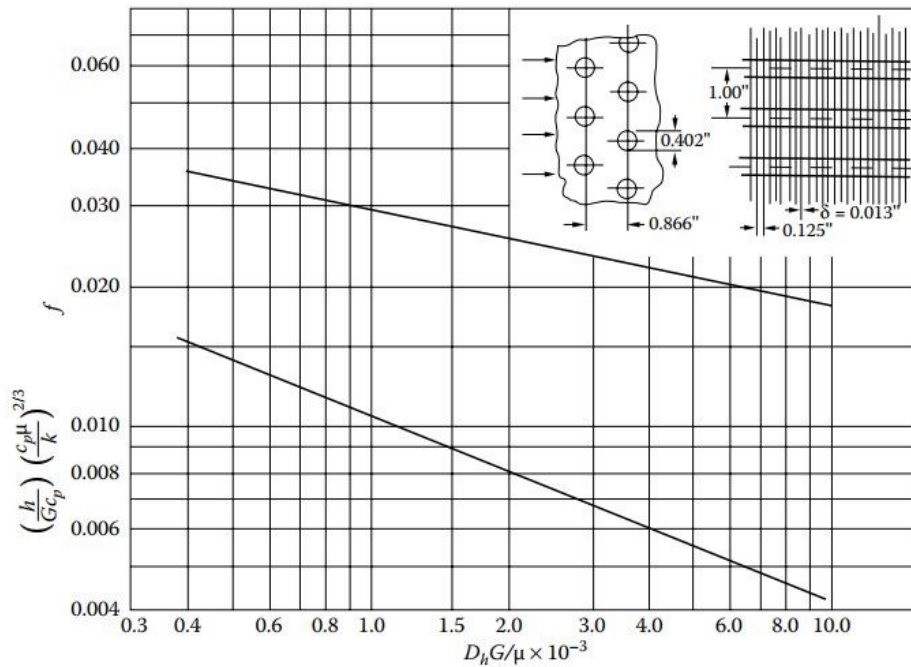


Figura 10. Coeficiente de transferência de calor e fator de atrito para um trocador de calor de tubo aletado em função do número de Reynolds. Retirado de [7].

Esse gráfico engloba 2 valores distintos em função do Reynolds encontrado para o ar. Mediante o número de Reynolds, podemos encontrar uma constante que, quando igualada com a fórmula evidenciada acima, nos retorna o coeficiente de troca de calor do ar, e o fator de atrito.

### 5.2.1. Dessuperaquecedor

Neste volume de controle, temos o fluido refrigerante monofásico (vapor) escoando pelos tubos, dessa forma podemos utilizar a equação Dittus-Boelter:

$$\alpha_{ref_d} = 0,023 \left( \frac{k_{ref_g}}{D_p} \right) Re_g^{4/5} Pr^n \quad (5.46)$$

Onde o coeficiente  $n = 0,3$  para resfriamento e  $n = 0,4$  para aquecimento. No caso desse problema, estamos tratando de resfriamento: logo  $n = 0,3$ . O número de Reynolds pode ser definido por:

$$Re_g = \frac{\dot{m}_{ref} D_p}{A_c \mu_g} \quad (5.47)$$

Onde a área da seção transversal é dada por:

$$A_c = \frac{\pi D^2}{4} \quad (5.48)$$

Após estes valores, podemos encontrar o coeficiente global de troca de calor do volume de controle. Em um trocador de calor tubo aletado, a condutância da região interna é igual a condutância da região externa. Sendo assim, calcular o coeficiente global de troca térmica da região interna se torna mais simples devido a geometria que é composta apenas de tubos, diferente da região externa que contém tubos e aletas. Com isso podemos escrever a equação da seguinte forma:

$$\frac{1}{U_{i_d} A_{t_d}} = \frac{1}{\eta_o A_{f_d} \alpha_{air}} + R_w + \frac{1}{A_{t_d} \alpha_{ref_d}} \quad (5.49)$$

onde a resistência térmica do tubo foi desprezada, e:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{f_d}}{A_{tot_d}} (1 - n_f) \quad (5.50)$$

$$\frac{A_{t_d}}{A_{tot_d}} = \frac{A_{t_d}}{A_{t_d} + A_{f_d}} \quad (5.51)$$

Com o valor do coeficiente global de troca de calor, podemos encontrar a área de troca de calor do volume de controle:

$$A_{t_d} = \frac{\dot{Q}_d}{U_{i_d} \Delta T_{ln}} \quad (5.52)$$

Com esse valor, é possível encontrar o comprimento dos tubos que corresponde ao volume de controle:

$$L_d = \frac{A_{t_d}}{\pi D p N_{rows}} \quad (5.53)$$

Este comprimento se refere ao comprimento total do tubo que seria necessário para atender a este volume de controle. Para encontrar o número de tubos necessário que atende a este volume de controle, basta dividir este comprimento parcial pelo comprimento total do trocador de calor:

$$N_{t_d} = \frac{L_d}{L_1} \quad (5.54)$$



### 5.2.2.Subresfriamento

Neste volume de controle, temos o fluido refrigerante monofásico (líquido) escoando pelos tubos, dessa forma podemos utilizar a equação Dittus-Boelter:

$$\alpha_{ref_s} = 0,023 \left( \frac{k_{ref_l}}{D_p} \right) Re_l^{4/5} Pr^n \quad (5.55)$$

onde o coeficiente  $n = 0,3$  para resfriamento e  $n = 0,4$  para aquecimento. No caso desse problema, estamos tratando de resfriamento: logo  $n = 0,3$ . O número de Reynolds pode ser definido por:

$$Re_l = \frac{\dot{m}_{ref} D_p}{A_c \mu_l} \quad (5.56)$$

onde a área da seção transversal é dada por:

$$A_c = \frac{\pi D_p^2}{4} \quad (5.57)$$

Seguindo o mesmo raciocínio do volume de controle anterior, temos:

$$\frac{1}{U_{i_s} A_{t_s}} = \frac{1}{\eta_o A_{f_s} \alpha_{air}} + R_w + \frac{1}{A_{t_s} \alpha_{ref_s}} \quad (5.58)$$

onde a resistência térmica do tubo foi desprezada, e:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{f_s}}{A_{tot_s}} (1 - n_f) \quad (5.59)$$

$$\frac{A_{t_s}}{A_{tot_s}} = \frac{A_{t_s}}{A_{t_s} + A_{f_s}} \quad (5.60)$$

Com o valor do coeficiente global de troca de calor, podemos encontrar a área de troca de calor do volume de controle:

$$A_{t_s} = \frac{\dot{Q}_s}{U_{i_s} \Delta T_{ln}} \quad (5.61)$$

Com esse valor, é possível encontrar o comprimento dos tubos que corresponde ao volume de controle:

$$L_s = \frac{A_{t_s}}{\pi D p N_{rows}} \quad (5.62)$$

E assim encontrar o número de tubos que atende ao volume de controle:

$$N_{t_s} = \frac{L_s}{L_1} \quad (5.63)$$

### 5.2.3. Condensação

Neste volume de controle, temos o fluido refrigerante em 2 estados termodinâmicos diferentes, líquido e gasoso. Sendo assim, podemos utilizar a correlação de Cavallini and Zecchin para encontrar o coeficiente de troca de calor do fluido. Porém, o fluido necessita estar operando em determinadas condições para que esta correlação seja validada:

$$0,01 < \frac{\mu_v}{\mu_l} < 1$$

$$5000 < Re_l < 500000$$

$$0,8 < Pr_l < 20$$

$$0,1 < x < 0,9$$

Com o fluido operando dentro destas limitações, podemos utilizar a correlação que é da forma:

$$\alpha_{ref_{cs}} = \left( \frac{k_{ref}}{Dp} \right) 0,0344 Re_l^{0,83} \left[ 1 + x \left( \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} - 1 \right) \right]^{0,82} Pr_l^{0,35} \quad (5.64)$$

onde:

$$Re_l = \frac{GDp}{\mu_l} \quad (5.65)$$

Como o fluido é bifásico, o título  $x$  vai variar entre 0 e 1. Dessa forma, o coeficiente de troca de calor vai ser a integral da correlação de Cavallini and Zecchin [11] nesse intervalo.

Seguindo o mesmo raciocínio do volume de controle anterior, temos [12]:

$$\frac{1}{U_{ics} A_{t_{cs}}} = \frac{1}{\eta_o A_f \alpha_{air}} + R_w + \frac{1}{A_{t_{cs}} \alpha_{ref_{cs}}}$$

Onde a resistência térmica do tubo foi desprezada, e:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_{tot}} (1 - n_f) \quad (5.66)$$

$$\frac{A_{t_{cs}}}{A_{tot_{t_{cs}}}} = \frac{A_{t_{cs}}}{A_{t_{cs}} + A_{f_{cs}}} \quad (5.67)$$

Com o valor do coeficiente global de troca de calor podemos, encontrar a área de troca de calor do volume de controle:

$$A_{t_{cs}} = \frac{\dot{Q}_{cs}}{U_i \Delta T_{ln}} \quad (5.68)$$

Com esse valor é possível encontrar o comprimento dos tubos que corresponde ao volume de controle:

$$L_{cs} = \frac{A_{t_{cs}}}{\pi D p N_{rows}} \quad (5.69)$$

E assim encontrar o número de tubos que atende ao volume de controle:

$$N_{t_{cs}} = \frac{L_{cs}}{L_1} \quad (5.70)$$

#### 5.2.4. Queda de Pressão

A queda de pressão nos volumes de controle monofásicos é dada por [7]:

$$\Delta P_s = f_s \left( \frac{L_s}{D_p} \right) \left( \frac{V_{\infty ref_s}^2}{2g} \right) \quad (5.71)$$

$$\Delta P_d = f_d \left( \frac{L_d}{D_p} \right) \left( \frac{V_{\infty ref_d}^2}{2g} \right) \quad (5.72)$$

Onde:

$$V_{\infty ref_s} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_{ref_l} A_{t_s}} \quad (5.73)$$

$$V_{\infty ref_d} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_{ref_l} A_{t_d}} \quad (5.74)$$

E o fator de atrito é dado pela equação de Haaland [13]:

$$\frac{1}{\sqrt{f_s}} = -1,8 \log \left[ \left( \frac{e}{D_p} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \quad (5.75)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_d}} = -1,8 \log \left[ \left( \frac{e/D_p}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \quad (5.76)$$

Para o volume de controle bifásico, no lado do refrigerante, utilizamos a correlação de Lockhart e Martinelli [12] que é dada por:

$$\Delta P_{cs} = \Phi_l^2 \Delta P_s \quad (5.77)$$

onde:

$$\Phi_l = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (5.78)$$

e:

$$X = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,1} \quad (5.79)$$

Com isso a queda de pressão total é a soma das quedas de pressão parciais, logo:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_s + \Delta P_d + \Delta P_{cs} \quad (5.80)$$

### 5.2.5. Resultados

Para dimensionar o condensador, aplicamos os dados de entrada retirados do relatório da AHRI [4], da geometria fornecida pela figura 7 juntamente com alguns dados tabelados definidos em [7] e do manual do fabricante do chiller utilizado no teste [10]. Dessa forma, podemos montar a tabela abaixo:

- **R410A**

Dados de entrada	Símbolo	Valor	Unidade
Vazão do fluido refrigerante	$\dot{m}_{ref}$	0,1225	kg/s
Vazão do ar	$\dot{m}_{air}$	1,303	kg/s
Temperatura de entrada do ar	$T_{air\,in}$	35,05	°C
Diâmetro hidráulico	$D_h$	0,003633	m
Diâmetro da serpentina	$D_p$	0,01021	m
Passo longitudinal da serpentina	$P_l$	0,0254	m
Passo vertical da serpentina	$P_t$	0,02199	m
Espessura da aleta	$t_f$	0,0003302	m
Razão entre Área livre e Área frontal	$\sigma$	0,534	-
Velocidade do ar	$U_\infty$	3	m/s
Aceleração da gravidade	$g$	9,81	$m/s^2$
Número de tubos por linha	$n_{rows}$	20	-
Pressão atmosférica	$P_{atm}$	100	kPa
Razão entre Área das aletas e Área total de troca de calor	$\frac{A_f}{A_{tot}}$	0,839	-

Tabela 10. Dados de entrada do condensador operando com o fluido R410A. Elaboração própria.

Aplicando esses dados de entrada no programa, encontramos os seguintes resultados:

Dados de saída	Símbolo	Valor	Unidade
Potência do Condensador	$\dot{Q}_{cd}$	23,942	kW
Área total de troca de calor	$A_{tot}$	39,8	$m^2$
Área total de tubos	$A_t$	6,408	$m^2$
Área total de aletas	$A_f$	33,39	$m^2$
Área frontal	$A_{fr}$	0,3843	$m^2$
Comprimento do condensador	$L_1$	0,7564	m
Espessura do condensador	$L_2$	0,2904	m

Altura do condensador	$L_3$	0,508	m
Número total de tubos	$N_{tot}$	264	-
Número de tubos (DeSuperheater)	$N_{td}$	61,5	-
Número de tubos (Subcooling)	$N_{ts}$	43,5	-
Número de tubos (Condensation)	$N_{tcs}$	159	-
Número total de aletas	$N_f$	147	-
Coeficiente global de troca de calor (DeSuperheater)	$U_d$	255,4	W/mK
Coeficiente global de troca de calor (Subresfriamento)	$U_s$	164	W/mK
Coeficiente global de troca térmica (Condensação)	$U_{cs}$	438,6	W/mK
Temperatura de saída do ar	$T_{f\ air}$	53,33	°C
Coeficiente de troca de calor do ar	$\alpha_{air}$	79,05	W/m <sup>2</sup> K
Coeficiente de troca de calor do fluido (DeSuperheater)	$\alpha_{ref\ d}$	1001	W/m <sup>2</sup> K
Coeficiente de troca de calor do fluido (Subresfriamento)	$\alpha_{ref\ s}$	314,3	W/m <sup>2</sup> K
Coeficiente de troca de calor do fluido (Condensação)	$\alpha_{ref\ cs}$	868	W/m <sup>2</sup> K
Queda de Pressão	$\Delta P_{total}$	0,007015	Pa

Tabela 11. Valores calculados através dos dados de entrada para condensador operando com o fluido R410A. Elaboração própria.

- **R32**

Dados de entrada	Símbolo	Valor	Unidade
Vazão do fluido refrigerante	$\dot{m}_{ref}$	0,0875	Kg/s
Vazão do ar	$\dot{m}_{air}$	1,303	Kg/s
Temperatura de entrada do ar	$T_{air\ in}$	35,05	°C
Diâmetro hidráulico	$D_h$	0,003633	m
Diâmetro da serpentina	$D_p$	0,01021	m
Passo longitudinal da serpentina	$P_l$	0,0254	m
Passo vertical da serpentina	$P_t$	0,02199	m
Espessura da aleta	$t_f$	0,0003302	m

Razão entre Área livre e Área frontal	$\sigma$	0,534	-
Velocidade do ar	$U_{\infty}$	3	m/s
Aceleração da gravidade	$g$	9,81	$m/s^2$
Número de tubos por linha	$n_{rows}$	20	-
Pressão atmosférica	$P_{atm}$	100	kPa
Razão entre Área das aletas e Área total de troca de calor	$\frac{A_f}{A_{tot}}$	0,839	-

Tabela 12. Dados de entrada do condensador operando com o fluido R32. Elaboração própria.

Aplicando esses dados de entrada no programa, encontramos os seguintes resultados:

Dados de saída	Símbolo	Valor	Unidade
Potência do Condensador	$\dot{Q}_{cd}$	25,49	kW
Área total de troca de calor	$A_{tot}$	32,8	$m^2$
Área total de tubos	$A_t$	5,282	$m^2$
Área total de aletas	$A_f$	27,52	$m^2$
Área frontal	$A_{fr}$	0,3843	$m^2$
Comprimento do condensador	$L_1$	0,7564	$m$
Espessura do condensador	$L_2$	0,2393	$m$
Altura do condensador	$L_3$	0,508	$m$
Número total de tubos	$N_{tot}$	218	-
Número de tubos (DeSuperheater)	$N_{td}$	49,5	-
Número de tubos (Subcooling)	$N_{ts}$	22,5	-
Número de tubos (Condensation)	$N_{tcs}$	146	-
Número total de aletas	$N_f$	147	-
Coeficiente global de troca de calor (DeSuperheater)	$U_d$	262,5	W/mK
Coeficiente global de troca de calor (Subresfriamento)	$U_s$	164,4	W/mK
Coeficiente global de troca térmica (Condensação)	$U_{cs}$	497,4	W/mK
Temperatura de saída do ar	$T_{f\ air}$	54,51	°C



Coeficiente de troca de calor do ar	$\alpha_{air}$	79,05	$W/m^2K$
Coeficiente de troca de calor do fluido (DeSuperheater)	$\alpha_{ref_d}$	1120	$W/m^2K$
Coeficiente de troca de calor do fluido (Subresfriamento)	$\alpha_{ref_s}$	315,9	$W/m^2K$
Coeficiente de troca de calor do fluido (Condensação)	$\alpha_{ref_{cs}}$	983,2	$W/m^2K$
Queda de Pressão	$\Delta P_{total}$	0,009035	$Pa$

Tabela 13. Valores calculados através dos dados de entrada para condensador operando com o fluido R32. Elaboração própria.

## 6. Comparação R410A x R32

Para avaliar o funcionamento do chiller e obter uma comparação da operação dos fluidos refrigerantes, é necessário avaliar alguns parâmetros fundamentais. Para a substituição do R410A pelo R32 ser válida, sem que seja alterado nenhum parâmetro dos trocadores de calor, a variação entre os parâmetros abaixo precisa ser baixa:

- **Parâmetros gerais**

Parâmetros	R410A	R32	Variação
$\dot{W}_{cp}$ (kJ/kg)	6,494	7,318	12,68%
COP	2,688	2,765	2,86%

Tabela 14. Comparação entre os parâmetros gerais do chiller operando com R410A e R32.

Elaboração própria.

- **Condensador**

Parâmetros	R410A	R32	Variação
$\dot{Q}_{cd}$ (kW)	23,942	25,49	6,46%
$A_{tot}$ (m <sup>2</sup> )	39,8	32,8	-17,58%
$N_{tot}$	264	218	-17,42%
$U_d$ (W/m <sup>2</sup> k)	255,4	262,5	2,78%
$U_s$ (W/m <sup>2</sup> k)	164	164,4	0,24%
$U_{cs}$ (W/m <sup>2</sup> k)	438,6	497,4	13,40%
$T_{f_{air}}$ (°C)	53,33	54,51	2,21%
$L_1$	0,7564	0,7564	0,00%
$L_2$	0,2904	0,2393	-17,59%
$L_3$	0,508	0,508	0,00%

Tabela 15. Comparação entre os parâmetros do condensador operando com R410A e R32.

Elaboração própria.

- **Evaporador**

<b>Parâmetros</b>	<b>R410A</b>	<b>R32</b>	<b>Variação</b>
$\dot{Q}_{ev} (kW)$	18,75	20,23	7,89%
$A_{tot} (m^2)$	4,115	1,937	-52,92%
$N_{placas}$	69	34	-50,72%
$U_{sh} (W/m^2K)$	214,2	312,1	45,70%
$U_{bo} (W/m^2K)$	1174	1886	60,64%
$T_{f_{H_2O}} (^\circ C)$	7,025	7,125	1,42%
$L_c (m)$	0,176	0,08551	-51,41%

Tabela 16. Comparação entre os parâmetros do evaporador operando com R410A e R32.

Elaboração própria.

Como pode ser observado, o trabalho necessário para o funcionamento do sistema, ou seja, o trabalho realizado pelo compressor e o coeficiente de performance do sistema para ambos os fluidos analisados tem uma variação percentual pequena, menor que 10%.

No condensador, obtivemos uma variação menor que 20%. Essa variação é decorrente das correlações utilizadas no dimensionamento contêm erros implícitos que se propagam, além do fato de que as correlações podem variar entre os fluidos, e, neste projeto, foram utilizadas as mesmas correlações para ambos os fluidos analisados. No evaporador, as variações foram maiores, da ordem de 50%, o que indica que o R32 é mais eficaz na evaporação do que o R410A. A propagação de erros implícitos e a utilização das mesmas correlações para ambos os fluidos também ocorrem no evaporador. Então os erros podem ter sido maiores que o normal.

Mesmos com esses fatos, podemos observar que a potência e a área do sistema operando com R32 é maior do que o sistema operando com R410A, ou seja, é possível ter um sistema mais compacto e mais eficiente operando com o R32. Esse fato pode beneficiar um projeto que tenha como requisito um sistema compacto com o objetivo de ocupar um espaço menor, além de economizar no que diz respeito à fabricação dos componentes.

## 7. Conclusão

Neste projeto, foi verificada a possibilidade de substituição do fluido refrigerante R410A pelo fluido R32 na operação de um chiller resfriado a ar, cujos dados experimentais do teste realizado no programa Low GWP AREP patrocinado pela AHRI foram utilizados como base. O objetivo era realizar um *drop-in*, que consiste na substituição de um fluido pelo outro. Com os dados presentes no relatório, foi possível simular o ciclo termodinâmico de operação do chiller para cada fluido, obter o balanço energético e assim, realizar uma comparação dos resultados obtidos, basicamente, dimensionamento dos equipamentos. Com o balanço energético foi possível dimensionar os trocadores de calor utilizados no chiller. Deste modo, foi possível validar os resultados com o catálogo técnico do modelo disponibilizado pelo fabricante. Com a validação, foi possível obter trocadores de calor com geometrias semelhantes ao utilizado no teste experimental.

A validação do dimensionamento do condensador e do evaporador ocorreu a partir do relatório experimental da AHRI. Foram levados em consideração alguns parâmetros como as dimensões principais obtidas do manual do fabricante do chiller e as quedas de pressão calculadas no dimensionamento, que estão menores que os valores do relatório experimental.

A partir dos resultados obtidos, podemos observar que alguns parâmetros tiveram variações desprezíveis, como por exemplo o COP, que teve variação de 2,86% e do trabalho do compressor, que teve variação de 5,31%. No condensador, o desempenho dos dois fluidos também foi bem parecido, embora a área total de troca de calor tenha variado 17,58%, e já vimos que a discrepância ocorre devido às correlações utilizadas. Já no evaporador, a variação da área total de troca de calor foi significativa, mais precisamente 52,92%. Esse dado comprova que o fluido R32 tem uma capacidade de refrigeração melhor que o R410A, pois o teste foi realizado utilizando uma vazão de R32 menor que a vazão do R410A, e, mesmo desta forma, a área de troca foi menor.

Neste projeto, portanto, foi concluído que o R32 pode ser um substituto do R410A, e de uma forma mais eficiente. Na necessidade de um projeto mais compacto, ou seja, com o objetivo de se utilizar o menor espaço possível, o R32 é recomendado pois foi comprovado a mesma eficiência de operação que o R410A, mas com um

evaporador significativamente menor. Outro fator favorável ao R32 é seu baixo GWP (Global Warming Potencial), classificado como moderado, e cerca de um terço menor que o R410A, e o ODP igual a zero, ou seja, nenhum potencial de deterioração da camada de ozônio.

## 8 Referências Bibliográficas

- [1] Fábio Ferraz, Marcio Gomes, O Histórico da refrigeração, fluidos refrigerantes ozônio/processo de formação/destruição sistemas de refrigeração componentes de um sistema de refrigeração.
- [2] <[www.protocolodemontreal.org.br/eficiente/repositorio/Apresentacoes/Seminario%20Difusao%20do%20Uso%20de%20Fluidos%20Refrigerantes/871.pdf](http://www.protocolodemontreal.org.br/eficiente/repositorio/Apresentacoes/Seminario%20Difusao%20do%20Uso%20de%20Fluidos%20Refrigerantes/871.pdf)> acessado em 29/09/2017 às 11:18
- [3] Silva R. W. C., Paula B. L. 2009. Causa do aquecimento global: antropogênica versus natural. Terræ Didactica, 5(1):42-49
- [4] AHRI, System Drop-in Test of R-410A Alternative Fluids (ARM-32a, ARM-70a, DR-5, HPR1D, L-41a, L-41b, and R-32) in a 5-RT Air-Cooled Water Chiller (Cooling Mode), disponível em: <[http://www.ahrinet.org/App\\_Content/ahri/files/RESEARCH/AREP\\_Final\\_Reports/AHRI%20Low-GWP%20AREP-Rpt-001.pdf](http://www.ahrinet.org/App_Content/ahri/files/RESEARCH/AREP_Final_Reports/AHRI%20Low-GWP%20AREP-Rpt-001.pdf)> acessado em 04/10/2017 às 22:06
- [5] Portal SWGE, Mercofrio 2014, 9º Congresso de internacional de Ar condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação. Disponível em: <<http://www.swge.inf.br/mercofrío2014/anais/PDF/MF2014-0017.pdf>> acessado em 06/12/2017 às 18:29
- [6] Leelananda Rajapaksha, Zeotropic Refrigerant Mixtures in Vapour Compression Refrigeration Systems - Issues and Implications, ENGINEER - Vol. XXXVIII, No. 04, pp. 52-59, 2005
- [7] KAKAÇ, S., LIU, H., Heat exchangers, Selection, Rating, and Thermal Design, CRC Press, 1998, 624 páginas
- [8] M. L. MARTINS COSTA, J. A. R. PARISE, A THREE-ZONE SIMULATION MODEL FOR AIR-COOLED CONDENSERS, Department of Mechanical Engineering, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 22453 Rio de Janeiro, Brazil, Heat Recovery Systems & CIIP Vol. 13, No. 2, pp. 97-113, 1993
- [9] Dong-Hyouck Han, Kyu-Jung Lee, Yoon-Ho Kim, Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations, Applied Thermal Engineering 23 (2003) 1209–1225

- [10] Koolman Air-cooled water chiller with heat pump option, CGAK/R 030 – 150, 9.8~39kW.
- [11] ASHRAE Handbook, Fundamentals, SI edition 2009.
- [12] J.A.R. Parise Ricardo F.P. Tiecher, Modeling of refrigeration systems, chapter 06, classnotes PUC-Rio, department of mechanical engineering.
- [13] Kijjarvi Jukka, Darcy Friction Factor Formulae in Turbulent Pipe Flow, Lunowa\*Fluid Mechanics Paper 110727
- [14] AHRI, Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program, disponível em: <http://www.ahrinet.org/arep.aspx> acessado em 04/10/2017 às 22:05