



Fernando Lins Vidal Neto

**Dimensionamento de trocadores de calor de
um sistema de refrigeração de um ônibus
com baixo impacto ambiental pelo método
de Multizona (ou Fronteira Móvel)**

Projeto de Graduação

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

Orientador: José Alberto dos Reis Parise

Rio de Janeiro
Dezembro de 2017

AGRADECIMENTOS

O presente projeto não seria possível sem a enorme ajuda de meu orientador e professor José Alberto dos Reis Parise. Sempre disposto a ajudar e ensinar, como um excelente educador, que nos faz levar marcas de seus ensinamentos para a vida toda.

Agradeço também a meus familiares pelo apoio nos momentos difíceis, e sempre me motivando em busca de meu melhor. Agradeço aos amigos que também estiveram comigo em toda essa jornada.

RESUMO

Dimensionamento de trocadores de calor de um sistema de refrigeração de um ônibus com baixo impacto ambiental pelo método de Multizona (ou Fronteira Móvel)

O presente trabalho projeta um sistema de climatização de um ônibus urbano com um fluido refrigerante da 4ª geração, o HFO-1234yf, que possui menor impacto no ambiente quando comparado ao usado atualmente, o R-134a. Pela leve inflamabilidade do novo fluido, propõe-se um novo tipo de configuração do sistema, um sistema de refrigeração indireta, onde se utiliza outro fluido em um ciclo de refrigeração secundário que circulará por todo ambiente do automóvel. Por segurança, o fluido HFO-1234yf fará seu ciclo dentro do motor para evitar incêndio na área interna do ônibus. O fluido secundário é um nanofluido que substitui a água gelada, normalmente utilizada em sistemas de refrigeração indireta, visando uma melhor condutividade térmica. O dimensionamento do sistema de condicionamento de ar será feito pelo método de fronteira móvel ou multizona, que leva em conta os diferentes estados que o fluido apresenta nas trocas de calor.

Palavras chaves: Refrigeração. Multizona. Fronteira Móvel. HFO-1234yf. Nanofluido. Evaporador Placas. Condensador Microcanais.

ABSTRACT

Sizing of heat exchangers of a system of air conditioning of a bus with low environmental impact by the Multizone (or Moving Boundary) method.

The present work designs an air conditioning system for an urban bus with a 4th generation refrigerant, HFO-1234yf, that has less impact on the environment when compared to the currently used, R-134a. Due to the light flammability of the new fluid, it's proposed a new type of system configuration, an indirect cooling system, where another fluid is used in a secondary cooling cycle that will circulate throughout the car environment. For safety the HFO-1234yf fluid will cycle inside the engine to prevent fire in the inner area of the bus. The secondary fluid will be a nanofluid that will replace the ice water, normally used in indirect cooling systems, aiming at a better thermal conductivity. The design of the air conditioning system will be done by the mobile frontier or multi-zone method, which takes into account the different states that the fluid presents in the heat exchangers.

Keywords: Refrigeration. Multizone Mobile Border. HFO-1234yf. Nanofluid. Evaporator Microchannel. Capacitor Plates.

Sumário

1. Introdução	12
1.1 Evolução dos fluídos refrigerantes	12
1.1.1 Primeira Geração	13
1.1.2 Segunda Geração	13
1.1.3 Terceira geração	14
1.1.4 Quarta geração	15
2. Objetivos	16
2.1 Organização do trabalho	16
2.2 Componentes do sistema de condicionamento de ar	16
2.3 Comparação sistema de refrigeração de um ônibus comum	18
2.4 Dados termodinâmicos do ciclo de refrigeração	18
2.5 Diagrama P x h	19
3. Modelo Matemático	21
3.1 Compressor	21
3.2 Evaporador	22
3.2.1 Zona de Ebulição do evaporador	23
3.2.2 Zona de Superaquecimento do evaporador	23
3.3 Condensador	24
3.3.1 Zona de Dessuperaquecimento	25
3.3.2 Zona de Condensação	25
3.3.3 Zona de Subresfriamento	25
3.4 Fan-coil	25
3.5 Carga Térmica	26
4. Dimensionamento dos trocadores	28
4.1 Compressor	28
4.2 Evaporador	29
4.2.1 Zona de Superaquecimento	32
4.2.2 Zona de Ebulição	35

4.2.3	Área total do evaporador	38
4.3	Condensador	40
4.3.1	Zona de Dessuperaquecimento	43
4.3.2	Zona de condensação	45
4.3.3	Zona de Subresfriamento	47
4.3.4	Área total do condensador	49
4.4	Fan Coil	51
5.	Conclusão	53
6.	Referências Bibliográficas	54

Lista de Símbolos

a_0	Coeficiente linear referente ao nanofluido	—
a_1	Coeficiente linear referente ao nanofluido	—
A	Área	m^2
b	Passo entre as placas	m
Bo	Número de Boiling	—
C_{min}	Capacidade calorífica mínima	kW
Co	Número de Convecção	—
c_p	Calo específico	$kJ/(kg\ K)$
ΔT_{max}	Variação máxima de temperatura	K
d_h	Diâmetro hidráulico	m
$F\delta$	Espessura da aleta	m
F_h	Altura da aleta	m
F_p	Passo da aleta	m
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
G	Velocidade mássica	$kg/(m^2s)$
h	Entalpia	kJ/kg
j	Fator de Colburn	—
k	Condutividade térmica	$kW/(m\ K)$
L	Comprimento	m
L_h	Altura da persiana	m
L_l	Comprimento da persiana	m
\dot{m}	Fluxo de massa	kg/s
m	Parâmetro para o cálculo da eficiência teórica da aleta	—
N	Rotação do compressor	s^{-1}
N_{mc}	Número de microcanais	—
$N_{rows,L}$	Número de fileiras longitudinais	—
N_t	Número de tubos	—
NTU	Parâmetro do trocador de calor	—

Nu	Número de Nusselt	C
P	Pressão	kPa
Pc	Passo entre as corrugações da placa	m
Ph	Altura do microcanal	m
Pr	Número de Prandtl	—
P_{red}	Razão de pressão sobre pressão crítica	—
Pw	Largura do microcanal	m
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	kW
Re	Número de Reynolds	—
Rc	Resistência à condução	m^2K/K
r	Umidade relativa	—
r_{comp}	Razão de compressão	—
Rt	Resistência total (condução + convecção)	$(m^2K)/K$
s	Entropia	$kJ/(kg\ K)$
σ_f	Densidade das aletas	m^{-1}
ST	Passo transversal entre tubos	m
SL	Passo longitudinal entre tubos	m
T	Temperatura	K
T_{ext}	Temperatura externa	K
$T\delta$	Espessura do tubo plano	m
TH	Altura do tubo plano	m
T_i	Temperatura interna	K
T_{se}	Temperatura da superfície externa	K
TW	Largura do tubo plano	m
U	Coeficiente global de transferência de calor	$kW/(m^2K)$
V	Velocidade	m/s
v	Volume específico	m^3/kg
Vd	Volume deslocado do compressor	m^3
Vol	Volume	m^3

Lista de símbolos gregos

α	Coeficiente de transferência de calor	$kW/(m^2K)$
β	Angulo chevron da placa	°
δ	Espessura	m
η_c	Eficiência de compressão	—
η_f	Eficiência da aleta	—
η_m	Eficiência mecânica	—
η_s	Eficiência isentrópica	—
η_{sp}	Eficiência da superfície	—
η_v	Eficiência volumétrica	—
ε	Efetividade	—
φ	Fração volumétrica	%
ξ	Fator de aproramento no cálculo das propriedades do nanofluido	—
μ	Viscosidade dinâmica	$kg/(m.s)$
ρ	Densidade	kg/m^3
τ_D	Transmissividade relativa à radiação incidente	—
θ	Ângulo de incidência dos raios solares	°
σ	Razão da área livre de escoamento sobre a área frontal	—

Lista de Figuras

Figura 1 - Evolução dos fluídos refrigerantes; Calm (2008)	13
Figura 2 - Esquema ciclo de refrigeração onibus convencional	18
Figura 3 - Diagrama P x h do ciclo	19
Figura 4 - Volume de controle do compressor.....	21
Figura 5 - Zonas do Evaporador.....	22

Figura 6 - Zonas do Condensador.....	24
Figura 7 - Ciclo Secundário	26
Figura 8 - Compressor	29
Figura 9 - Visão explodida do evaporador.....	30
Figura 10 - Visão frontal da placa.....	30
Figura 11 - Região zona de superaquecimento.....	32
Figura 12 - Zonas do fluido na placa	39
Figura 13 - Região da zona de desuperaquecimento.....	43
Figura 14 - Gráfico fator de correção	45
Figura 15 - Região da zona de condensação.....	46
Figura 16 - Gráfico fator de correção	Erro! Indicador não definido.
Figura 17 - Região da zona de subresfriamento	48
Figura 18 - Gráfico do fator de correção	Erro! Indicador não definido.
 Lista de Tabelas	
Tabela 1 - ODP e GWP de alguns fluídos.....	15
Tabela 2 - Dados termodinâmicos do ciclo	19
Tabela 3 - Carga térmica do sistema	27
Tabela 4 - Dados técnicos do Compressor	29
Tabela 5 - Dados geométricos das placas	31

Tabela 6 - Dados do nanofluido	33
Tabela 7 - Região da zona de ebulição	35
Tabela 8 - Geometria do condensador	42
Tabela 9 - Geometria do fancoil	Erro! Indicador não definido.
Tabela 10 - Condutância e coeficientes de transferência de calor	52
Tabela 11 - Dimensões encontradas do fancoil	52
Tabela 12 - Dimensões do fancoil comercial escolhido.....	52

1. Introdução

O projeto em questão foca no dimensionamento dos trocadores de calor, pelo método da multizona, do sistema de climatização de um veículo coletivo (ônibus) visando um fluido de baixa GWP, quando comparada à utilizada no cenário atual. Os fluidos utilizados atualmente são de 3ª geração e o futuro próximo visa substituí-los pelo de 4ª geração que foca no baixo impacto ambiental principalmente referente ao efeito estufa.

Em continuidade ao trabalho de WEAVER (2017.1) utilizou-se o método da multizona (ou fronteira móvel), para dimensionar esse sistema de condicionamento de ar. Esse método possibilita maior precisão nos cálculos de ganho e perda de calor do ciclo de refrigeração, separando os processos de troca de calor em áreas de acordo com o estado físico da mistura do fluido refrigerante. Na condensação existem 3 áreas, vapor, líquido e mistura vapor e líquido, e a evaporação possui 2 áreas, a de vapor e mistura vapor e líquido. Com isso obtém-se valores mais precisos nas trocas de calor, visto que a condutividade térmica varia muito com o estado físico do refrigerante.

1.1 Evolução dos fluidos refrigerantes

O fluido de refrigeração está diretamente ligado à eficiência de um sistema de condicionamento de ar. Suas propriedades vão ditar as temperaturas e energia necessária para que o ambiente seja climatizado da forma especificada.

Em épocas mais antigas o fluido refrigerante que funcionasse era adotado, mas com o passar dos anos, com as experiências e novas tecnologias, outras variáveis foram sendo levadas em conta, como segurança e impacto ambiental.

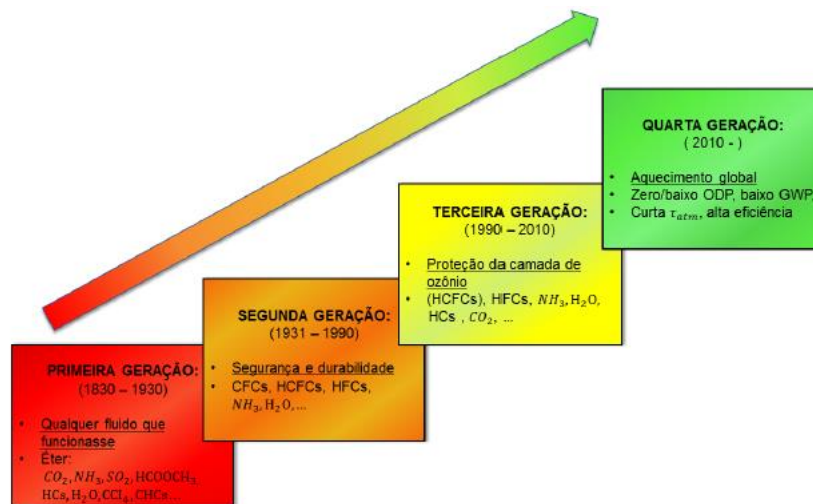


Figura 1 - Evolução dos fluidos refrigerantes; Calm (2008)

1.1.1 Primeira Geração

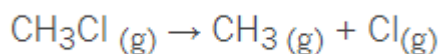
A primeira geração, como dito anteriormente, focou no fluido mais eficiente e viável para o funcionamento, entre eles, a amônia, o dióxido de enxofre, cloreto de metil e dióxido de carbono. Esses fluidos apresentavam nível tóxico, nível de inflamabilidade e podia tornar o processo da refrigeração explosivo. Nos primeiros modelos de condicionadores de ar, era demandado altas pressões para seu funcionamento, o que tornava o trabalho do compressor extremamente perigoso com risco de explosões. Com isso foi necessário buscar alternativas.

1.1.2 Segunda Geração

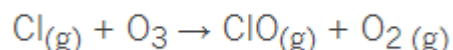
A segunda geração, vem então mais focada na segurança e na durabilidade do fluido, evitando muitas trocas e consequentemente perda do fluido por vazamento. Os CFC's e HCFC's fazem grande sucesso, não só na refrigeração mas em diversos outros produtos aerossóis e apresentam grande eficiência e segurança, pois não apresentam inflamabilidade nem caráter tóxico e explosivo, além de não corroer metais. A pressão necessária para seu uso na refrigeração é muito inferior aos dos fluidos conhecidos até então.

Apesar do grande sucesso, em meados dos anos 80, descobriu-se os danos que esses halogenados causavam à camada de ozônio, que nos protege dos raios ultravioletas, grandes causadores de câncer de pele.

Esses halogenados quando liberados na atmosfera, reagem com a radiação solar, liberando cloro que compõe a cadeia de carbono, conforme a reação:



E então, esse cloro reage com o O_3 , elemento químico que compõe a camada de ozônio, conforme a reação:



Com essa reação a camada de ozônio vai sendo deteriorada.

Em 1989 o tratado de Montreal entrou em vigor, fazendo com que os países se comprometessem a acabar e substituir o uso dos CFC's e HCFC's por outros que não causem danos a camada de ozônio.

A sigla ODP surge então para classificar o grau de potencial de destruição da camada de ozônio de um fluido refrigerante, comparado com o fluido R11 que possui ODP de 1,0.

O uso de halogenados não foi 100% erradicado. Isso se deve ao fato do uso ainda muito grande em aerossóis e pequenas empresas que não tiveram o aporte financeiro para a substituição do uso.

1.1.3 Terceira geração

A 3ª geração de refrigerantes vem então para substituir esses halogenados focando a proteção da camada de ozônio. Surgem, então, os HFC's que tem propriedades parecidas aos CFC's e HCFC's e com ODP nulo, não causam impacto na camada de ozônio, isso se deve ao fato de não possuir cloro na sua cadeia de carbono, pois como vimos, o cloro é quem reage com o O_3 .

Porém um novo grande problema é levado em conta a partir dos anos 90, a mudança climática no planeta. O aquecimento global tem então seu principal agente, o efeito estufa. Para esse fenômeno, a sigla GWP é o indicador do grau de impacto de um refrigerante, indicando a sua habilidade de reter energia radioativa quando comparado ao CO_2 .

1.1.4 Quarta geração

A 4ª geração são fluídos refrigerantes com cada vez menor GWP, e atualmente estudam-se cada vez menores valores de GWP. Zerar o indicador ainda parece tarefa impossível, porém tem-se fluídos com resultados bem melhores no quesito impacto ambiental.

Na tabela abaixo tem-se a comparação das ODPs e GWPs de alguns fluidos de cada classificação de Ecacool(2016):

Tipo	R - número	ODP	GWP
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 1 - ODP e GWP de alguns fluídos

A contribuição da refrigeração para o aquecimento global apresenta 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.

Esse estudo tem esse foco, substituindo o R-134a pelo HFO-1234yf, ambos de ODP zero, porém o substituto apresenta menor GWP. A desvantagem é a sua flamabilidade e, para evitar problemas com esse fator, o projeto terá um ciclo de refrigeração secundário para a segurança dos passageiros do ônibus.

2. Objetivos

O presente projeto segue em continuidade ao trabalho de Verônica Weaver, e dimensiona os trocadores de calor para o veículo coletivo comercial (ônibus) pelo método da fronteira móvel ou multizona, como já dito.

Os objetivos do projeto são:

- Dimensionamento dos trocadores de calor pelo método da multizona, levando em conta os diferentes estados do fluido refrigerante e proporcionando maior precisão dos resultados.
- Utilização de nanofluido como fluido secundário, no intuito de isolar o ciclo de refrigeração do fluido refrigerante HFO-1234yf inflamável na área do motor. Com isso tem-se uma refrigeração indireta com o uso de um nanofluido, de fluido base água com nanopartículas de carbono, melhorando a condutividade térmica do fluido.
- Escolha de modelos de trocador existentes no mercado

2.1 Organização do trabalho

No capítulo 2 é apresentado o sistema do climatizador de ar do veículo, com seus componentes e comparações com o modelo convencional. No capítulo 3, o modelo matemático com a modelagem dos trocadores de calor e dos componentes do modelo. No capítulo 4, a solução numérica desse modelo e os resultados e, finalmente no capítulo 5, a conclusão do projeto.

2.2 Componentes do sistema de condicionamento de ar

O sistema de refrigeração de um automóvel segue a mesma linha de um sistema de refrigeração comum, com os componentes de um sistema de condicionamento de ar.

O diferencial maior do sistema em automóveis é que sua energia de ativação é o motor de combustão interna do veículo.

- **Compressor**

O compressor tem como função comprimir o fluido refrigerante proveniente da saída do evaporador, aumentando sua pressão e consequentemente sua temperatura, chegando ao condensador com

capacidade de rejeitar calor para ambiente. A eficiência isentrópica do compressor ditará a vazão mássica do fluído.

- **Condensador**

O condensador tem como função rejeitar calor do fluído para o ambiente. Nesse processo o fluído refrigerante, mais quente que o ambiente, condensa, e então temos 3 condições do fluído: uma de gás, uma mistura de gás e líquido e uma de líquido. O líquido já mais resfriado próximo à temperatura ambiente, é condicionado para o expensor adiabático.

- **Evaporador**

O evaporador é um trocador de calor que tem a função de remover o calor do ambiente que está sendo refrigerado. No interior do evaporador ocorre a evaporação do fluido refrigerante, processo onde o refrigerante absorve calor do fluido quente, neste caso o nanofluido que fará o ciclo secundário da refrigeração.

O refrigerante entra no evaporador como uma mistura bifásica e pode sair como um vapor superaquecido ou como uma mistura bifásica. Tipicamente os sistemas com expansão em tubos de orifício permitem que haja algum líquido na saída do evaporador, ou seja, um título ligeiramente menos que 1 (SANTOS, 2005).

- **Dispositivo de expansão**

Todo sistema de climatização necessita de um dispositivo que abaixe a pressão ,e conseqüentemente, a temperatura para que o fluído chegue no evaporador à temperatura de evaporação, abaixo da temperatura do ambiente a ser refrigerado.

Em sistemas automotivos temos a válvula de expansão termostática ou o orifício calibrado.

- **Outros Componentes**

Em sistemas automotivos ainda temos alguns outros componentes como filtros secadores e acumuladores de sucção que tem diferentes funções. Ambos desempenham papel de filtro e remoção de umidade do refrigerante.

2.3 Comparação com o sistema tradicional de refrigeração de um ônibus

Em ônibus climatizados comuns, o sistema de refrigeração é direto e feito por um equipamento em seu teto, do tipo “roof-top”, que acopla o evaporador e condensador. O compressor segue no motor onde é acionado pelo torque.

No caso do projeto em pauta, por WEAVER(2017), pela flamabilidade do fluido refrigerante HFO-1234yf escolhido, esse sistema fica inviável em função da segurança dos passageiros, visto que um incêndio seria agravado com a presença de um fluido inflamável no teto do veículo.

Para contornar tal situação, utilizou-se a refrigeração indireta, com um nanofluido, não inflamável, percorrendo o veículo e o refrigerante HFO-1234yf ficando restrito ao ambiente do motor, sem perigo de agravar incêndios no interior do ônibus.

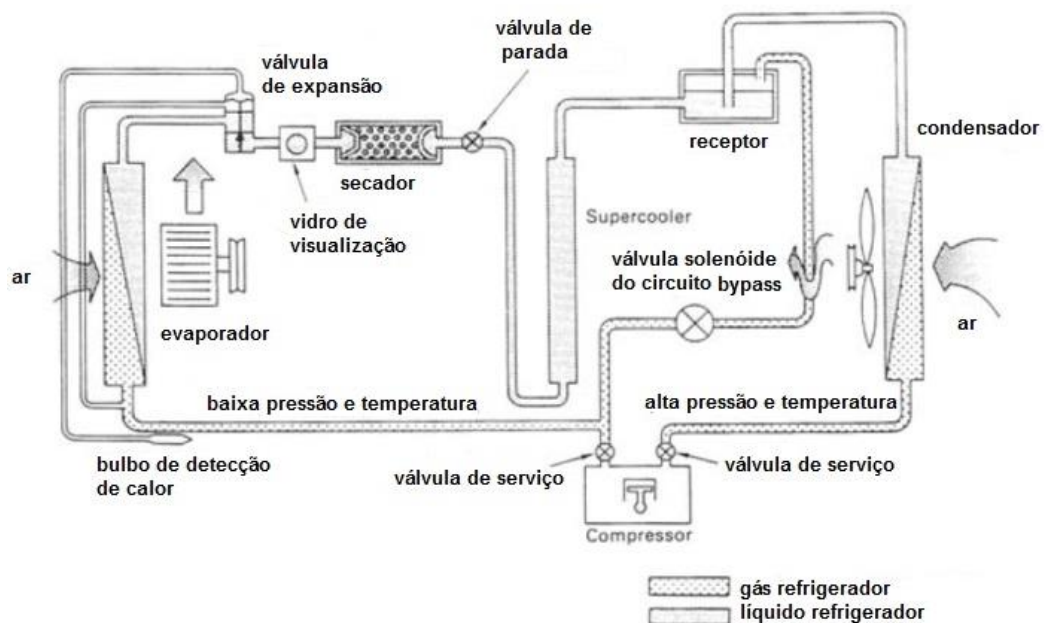


Figura 2 - Esquema ciclo de refrigeração onibus convencional

2.4 Estados termodinâmicos do ciclo de refrigeração

Pela carga térmica necessária calculada por WEAVER(2017), calculam-se os estados termodinâmicos condizentes com o cenário real de um ônibus em uma cidade tropical como o Rio de Janeiro, e com valores de entalpia, temperatura, pressão e entropia para o refrigerante

R1234-yf para cada ponto do ciclo de refrigeração são descritos na tabela abaixo:

Pontos	Descrição	T (K)	P (kPa)	s (kJ/kg-K)	h (kJ/kg)	x
1	Entrada do Compressor	293,2	256,6	0,9293	364,6	1
2	Saída do Compressor / Entrada Condensador	330,5	1244	0,9641	402,4	
3	Ponto de Orvalho	321,3	1244	0,9166	391,2	1
4	Bubble Point	321,2	1244	0,378	267	0
5	Saída do Condensador / Entrada do Expansor	312,3	1244	0,3594	253,5	
6	Saída do Expansor / Entrada do Evaporador	268,1	256,6	0,3678	253,5	0,202
7	Saída do Evaporador	268,1	256,6	0,9291	360	1

Tabela 2 - Dados termodinâmicos do ciclo

2.5 Diagrama P x h

Com o auxílio do programa EES, traçou-se o gráfico P x h do refrigerante R1234-yf:

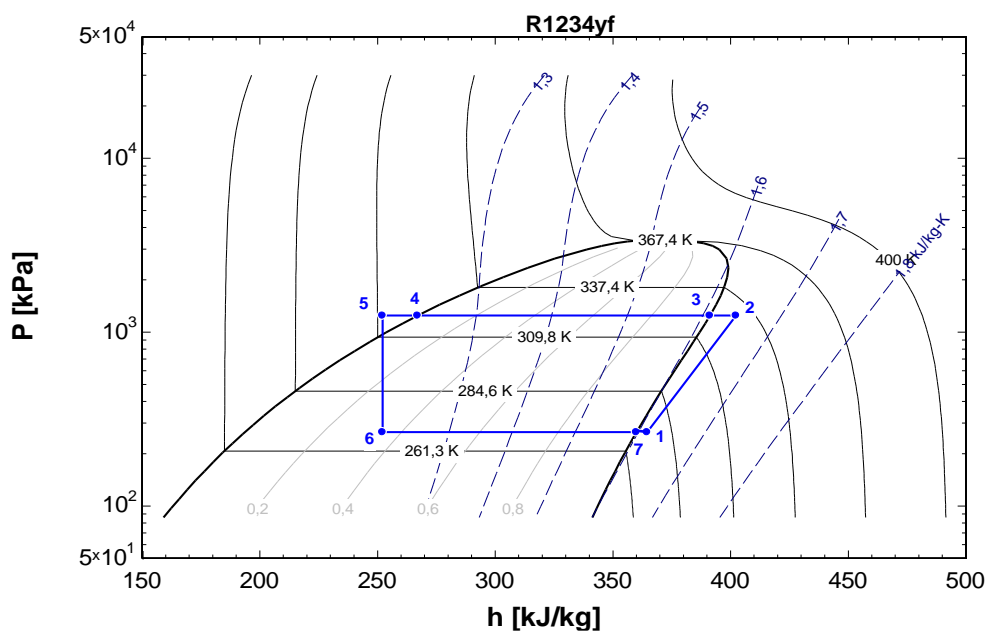


Figura 3 - Diagrama P x h do ciclo

- 1 – 2 Compressão do refrigerante antes a baixa pressão e temperatura para alta pressão e temperatura.
- 2 – 3 O refrigerante entra no condensador como vapor superaquecido e passa por um processo de dessuperaquecimento envolvendo calor sensível.
- 3 – 4 Após o dessuperaquecimento o fluido refrigerante passa pelo processo de condensação, que envolve calor latente.
- 4 – 5 Ainda no evaporador, após ter sido condensado o refrigerante é subresfriado diminuindo ainda mais sua temperatura.
- 5 – 6 O fluido refrigerante que sai do evaporador entra no dispositivo de expansão e é expandido, diminuindo sua temperatura e voltando à pressão de sucção.
- 6 – 7 O refrigerante entra no evaporador e recebe calor latente do fluido secundário, passando pelo processo de evaporação.
- 7 – 1 Ainda no evaporador o refrigerante passa pelo processo de superaquecimento recebendo calor sensível do fluido de troca.

3. Modelo Matemático

Este capítulo apresenta os modelos matemáticos, se utilizando dos balanços de massa e energia nas multizonas dos trocadores.

Para os cálculos utilizam-se os balanços energéticos de cada componente do sistema através da primeira lei da termodinâmica, onde em um volume de controle com massa constante, ou um sistema, expressa-se a conservação de energia como um princípio físico básico. A equação da energia pode ser escrita na forma:

$$\dot{Q} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e \right) = \dot{W} + \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gZ_s \right) \quad (3.1)$$

3.1 Compressor

O processo no compressor, figura 4, é suposto adiabático, isto é. não há troca de calor com o ambiente, e as diferenças de potencial e cinética são consideradas desprezíveis.

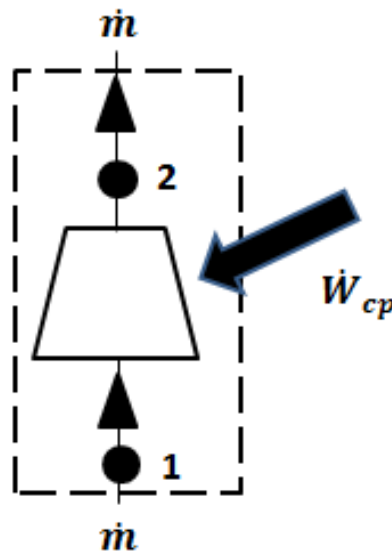


Figura 4 - Volume de controle do compressor

Com isso tem-se a equação:

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}(h_s - h_e) = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.2)$$

3.2 Evaporador

Utilizando um trocador a placas com escoamento contra corrente, para a sua modelagem, consideram-se suas duas áreas diferentes, onde o fluido refrigerante se encontra em fases diferentes.

A zona de ebulição, onde o fluido refrigerante está em mistura nas fases de líquido e vapor, e a zona de superaquecimento, onde o fluido está apenas em estado de vapor.

Consideram-se essas duas áreas distintamente, visto que a diferença de condutividade térmica do fluido quando vapor e quando mistura é muito diferente.

Por PARISE(2010) o esquema das zonas na figura 5:

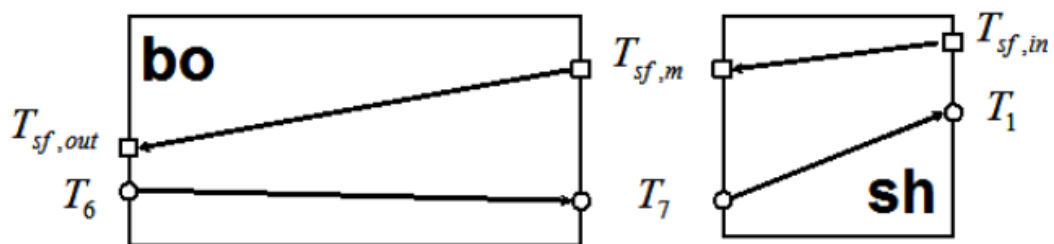


Figura 5 - Zonas do Evaporador

Observa-se na figura 5, que o fluido refrigerante entra na zona de ebulição com temperatura que cai no primeiro momento, enquanto ainda é mistura, para depois subir, quando é vapor na zona de superaquecimento. Por outro lado, a temperatura do fluido quente, o nanofluido, sofre queda mais acentuada na zona de ebulição e queda mais suave na de superaquecimento, devido aos diferentes coeficientes de troca de calor.

A figura 6 mostra o esquema das duas zonas de trocas calor do evaporador. Trata-se de um trocador de calor em escoamento contra corrente.

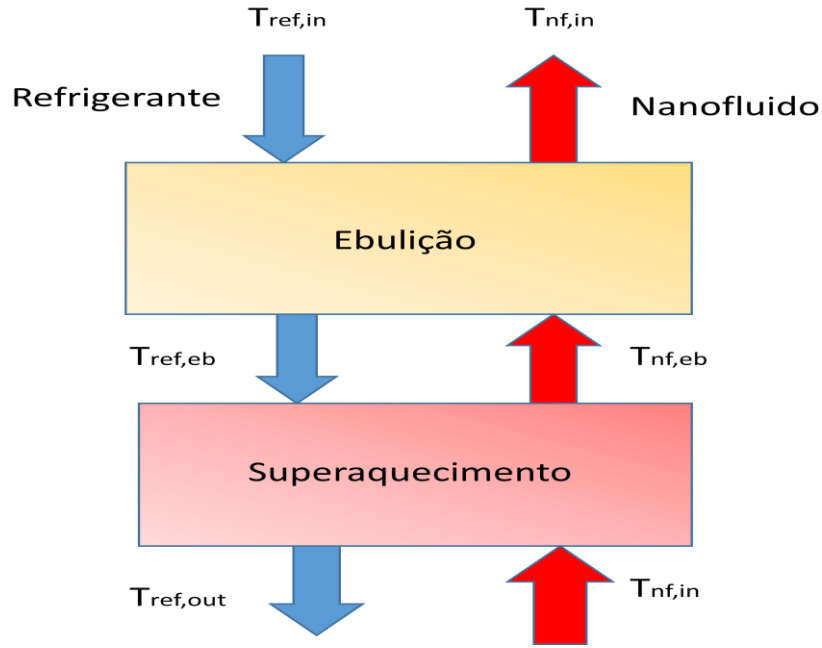


Figura 6 - Esquema das zonas

3.2.1 Zona de Ebulição do evaporador

Para sua modelagem utilizou-se o balanço de energia da zona de Ebulição:

$$\dot{Q}_{bo} = \dot{m}_{rf}(h_s - h_e) = \dot{m}(h_5 - h_2) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{bo} = \dot{m}_{nf} \cdot cp_{nf}(T_{bo_entra} - T_{bo_sai}) \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{boiling} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.5)$$

3.2.2 Zona de Superaquecimento do evaporador

Para sua modelagem utilizou-se o balanço de energia da zona de superaquecimento:

$$\dot{Q}_{sh} = \dot{m}_{rf}(h_s - h_e) = \dot{m}(h_5 - h_2) \quad (3.6)$$

$$\dot{Q}_{sh} = \dot{m}_{nf} \cdot cp_{nf}(T_{sh_entra} - T_{sh_sai}) \quad (3.7)$$

$$\dot{Q}_{sh} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.8)$$

3.3 Condensador

Para o condensador utilizou-se o trocador de microcanais de escoamento cruzado, erroneamente chamado de parallel flow condenser.

O condensador possui 3 zonas diferentes, onde o fluido se encontra em estados distintos. A zona de Desuperaquecimento, onde o fluido chega do condensador a uma temperatura, a maior do ciclo de refrigeração, em estado 100% gasoso. Depois na zona de Condensação, onde o fluido começa a condensar, trocando calor com o ambiente, ou seja, uma mistura líquida e gasosa. E finalmente a zona de Subresfriamento, onde o a mistura se torna 100% líquido sub-resfriado. Por PARISE(2010) o esquema das zonas:

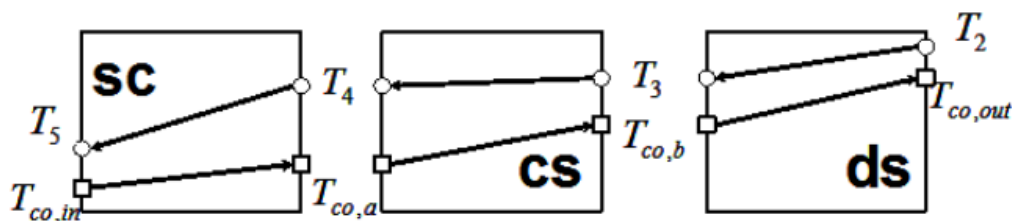


Figura 7 - Zonas do Condensador

Observa-se na figura 7, quedas acentuadas de temperatura nas zonas de troca de calor sensível, de superaquecimento e subresfriamento, na zona de escoamento bifásico a queda de temperatura é tão somente devido à queda de pressão, caindo a pressão de saturação cai a pressão de condensação. A seguir na figura 8 o esquema de troca de calor do refrigerante e ar no condensador:

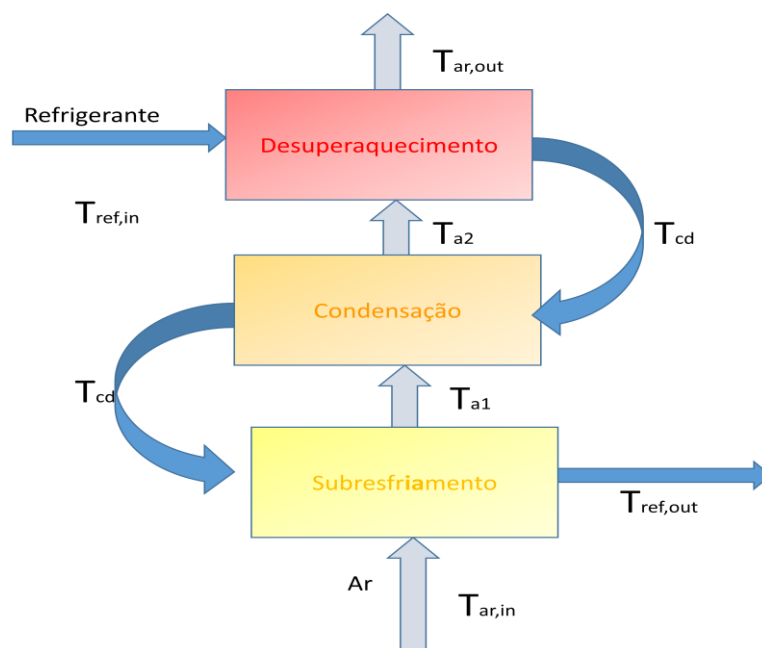


Figura 8 - Esquema das zonas

Para modelagem matemática de cada zona, utilizam-se os balanços de energia dos dois fluídos e a equação de troca de calor:

3.3.1 Zona de Desuperaquecimento

$$\dot{Q}_{ds} = \dot{m}_{rf}(h_e - h_s) = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{ds} = \dot{m}_{nf} \cdot cp_{nf} (T_{desuperheat_sai} - T_{desuperheat_entra}) \quad (3.10)$$

$$\dot{Q}_{ds} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.11)$$

3.3.2 Zona de Condensação

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{rf}(h_e - h_s) = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3.12)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{nf} \cdot cp_{nf} (T_{co_sai} - T_{co_entra}) \quad (3.13)$$

$$\dot{Q}_{cd} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.14)$$

3.3.3 Zona de Subresfriamento

$$\dot{Q}_{sr} = \dot{m}_{rf}(h_e - h_s) = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (3.15)$$

$$\dot{Q}_{sr} = \dot{m}_{nf} \cdot cp_{nf} (T_{sr_sai} - T_{sr_entra}) \quad (3.16)$$

$$\dot{Q}_{sr} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.17)$$

3.4 Fan-coil

No fan-coil, ocorre a troca de calor do ar interno do ônibus com o nanofluido. O nanofluido é refrigerado indiretamente pelo evaporador do

ciclo primário e movido por uma bomba hidráulica, como se observa a seguir na figura 9:

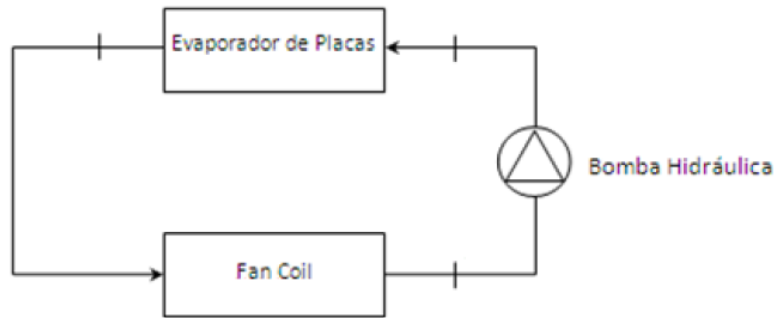


Figura 9 - Ciclo Secundário

Com isso o nanofluido troca calor com o ar interno, o dimensionamento do fan coil foi realizado por WEAVER(2017) e utilizou-se o balanço de energia como mostrado abaixo:

$$\dot{Q}_{fancoil} = \dot{m}_{ar}(h_e - h_s) \quad (3.18)$$

$$\dot{Q}_{fancoil} = \dot{m}_{nf} \cdot c_{p_{nf}}(T_{fancoil_{sai}} - T_{fancoil_{entra}}) \quad (3.19)$$

$$\dot{Q}_{fancoil} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.20)$$

3.5 Carga Térmica

Para dimensionar os trocadores de calor de um ciclo de refrigeração, é imprescindível o cálculo da carga térmica necessária para que o ambiente do local a ser climatizado atinja a temperatura de conforto desejada.

Segundo os cálculos de WEAVER(2017) a carga térmica de um ônibus comum é:

Fonte de Carga Térmica	(kW)	(BTU/h)	(%)
Condução por paredes e vidros	3,028	10332	11,02
Condução de calor do motor	0,4427	1511	1,612
Radiação solar através dos vidros	6,878	23469	25,04
Pessoas	6,154	20998	22,40
Motores de ventilação	1,656	5651	6,028
Admissão de ar externo	9,311	31770	33,90
TOTAL	27,469	93731	100,000

Tabela 3 - Carga térmica do sistema

Observa-se que a maior parte da carga térmica vem da admissão do ar externo na renovação do ar e infiltrações. A carga térmica é um dado necessário para dimensionamento e capacidade térmica dos trocadores de calor.

4. Dimensionamento dos trocadores

4.1 Compressor

Trabalho é fornecido ao compressor para comprimir o gás refrigerante e conseqüentemente, aumentar sua pressão.

Para o compressor só existe um fluxo de entrada, e um fluxo de saída. Sendo o balanço de massa aplicada ao compressor:

$$\dot{m}_{ref_entra} = \dot{m}_{ref_sai} = \dot{m}_{ref} \quad (4.1)$$

O Balanço de energia pode ser expresso para o compressor como:

$$\dot{W}_{cp} = \frac{\dot{m}_{ref}(h_s - h_e)}{(\eta_m \eta_s)} \quad (4.2)$$

Para uma compressão ideal, isentrópica o balanço de energia do compressor fica:

$$\dot{W}_{isen} = \dot{m}_{ref}(h_{2s} - h_1) \quad (4.3)$$

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_{isen}}{\dot{W}_{cp}} \quad (4.4)$$

$$r_{cp} = \frac{p_2}{p_1} \quad (4.5)$$

Eficiência isentrópica do compressor:

$$\eta_s = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (4.6)$$

As eficiências volumétrica e isentrópica do compressor foram calculadas pelas correlações para um compressor automotivo alternativo do tipo swash-plate, operando com o refrigerante R1234yf, apresentado em Sotomayor (2015).

$$\eta_v = -0,0053r_{cp}^2 - 0,004r_{cp} + 0,8955 \quad (4.7)$$

$$\eta_s = -0,0036r_{cp}^2 - 0,0112r_{cp} + 0,8761 \quad (4.8)$$

A eficiência mecânica do compressor foi obtida através da correlação para compressores alternativos apresentada em Ishii et al (1990).

$$\eta_m = 0,000002(N)^2 - 0,000592(N) + 0,9384 \quad (4.9)$$

A vazão do refrigerante que circula o ciclo primário de refrigeração é dada por:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{V_d N}{v_1} \eta_v \quad (4.10)$$

Para esses valores foi adotado um modelo que atendesse os requisitos, o modelo Bitzer 4TCFY, representado na figura 10:



Figura 10 - Compressor

E seus dados técnicos:

Dados técnicos do Compressor Bitzer 4TCFY	
Volume do cilindro	475 cm ³
Deslocamento (1450 rpm)	41,3 m ³ /h
Deslocamento (3000 rpm)	85,5 m ³ /h
Velocidade de rotação	500-3500 rpm
Pressão máxima (LP/HP)	19/28 bar
Nº de cilindros x bore x stroke	4 x 60 x 42 mm

Tabela 4 - Dados técnicos do Compressor

4.2 Evaporador

Como dito anteriormente será um trocador de placas, de aço inoxidável SS316. Na figura tem-se a visão explodida de um trocador a placas:

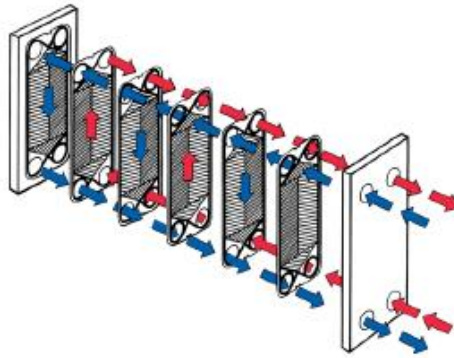


Figura 11 - Visão explodida do evaporador

Fluído quente, o nanofluido, e fluído frio, o refrigerante, trocam calor nas corrugações entre as placas.

No corte lateral a seguir, pode-se visualizar a espessura do canal das placas, o passe e a amplitude da corrugação.

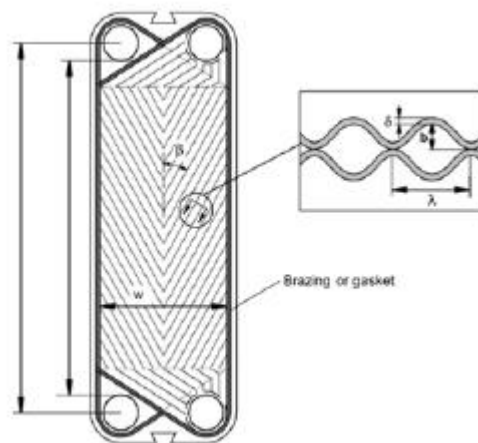


Figura 12 - Visão frontal da placa

A seguir os parâmetros geométricos do trocador escolhido:

Descrição	Variável	Valor	Unidade
Comprimento da placa onde escoam os fluidos	L_{pl}	400	mm
Largura da placa	W_{pl}	240	mm
Espessura da placa	δ_{pl}	4	mm

Ângulo Chevron	β	60	°
Passo entre as placas	b	3,3	mm
Passo entre as corrugações	P_c	10	mm

Tabela 5 - Dados geométricos das placas

Calcula-se primeiramente a área de projeto adotando um fator de alargamento, $\varphi = 1,17$ aproximado para o projeto.

$$\varphi = \frac{A_{real}}{A_{projetada}} \quad (4.11)$$

A área projetada é :

$$A_{projetada} = W_{pl} \cdot L_{pl} = 0,09 \, m^2 \quad (4.12)$$

Logo:

$$A_{real} = \frac{A_{projetada}}{\varphi} = A_{placa} = 0,102 \, m^2 \quad (4.13)$$

A área do canal é dada por:

$$A_x = b \cdot w = 0,000792 \, m^2 \quad (4.14)$$

E seu diâmetro hidráulico:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_x}{P_x} \quad (4.15)$$

Onde:

$$P_x = 2 \cdot (b + \varphi \cdot w) = 0,5682 \, m \quad (4.16)$$

Logo:

$$D_h = 0,0052 \, m \quad (4.17)$$

É preciso calcular a velocidade mássica no tubo, que refrigerante e nanofluido escoam, para cálculos de Reynolds e os coeficientes de troca de cada zona:

$$G_{ref,ch} = \frac{\dot{m}_{ref}}{b \cdot W_{pl} \cdot N_{ch,ref}} \quad (4.18)$$

$$G_{nf,ch} = \frac{\dot{m}_{nf}}{b W_{pl} N_{ch,nf}} \quad (4.19)$$

Onde o número de canais de cada fluido depende do número de placas, calculado em rotina no programa EES. Quando calculada a área total efetiva de troca no evaporador, calcula-se o numero de placas, na forma:

$$N_{ch,ref\ e\ nf} = \frac{N_{placas}-1}{2} \quad (4.20)$$

E que:

$$N_{placas} = \frac{A_{total}}{A_{placa}} + 2 \quad (4.21)$$

A fração da área total de troca pela área da placa, obtém-se apenas o número de placas que ocorrem troca de calor, excluindo as duas externas, adiabáticas, por isso soma-se 2 na equação 4.21.

4.2.1 Zona de Superaquecimento

Para essa zona, onde os fluídos são monofásicos, o refrigerante 100% vapor e o nanofluido 100% líquido, calcula-se a correlação de forma diferente da bifásica.

No diagrama $P \times h$ da região é representado na figura 13:

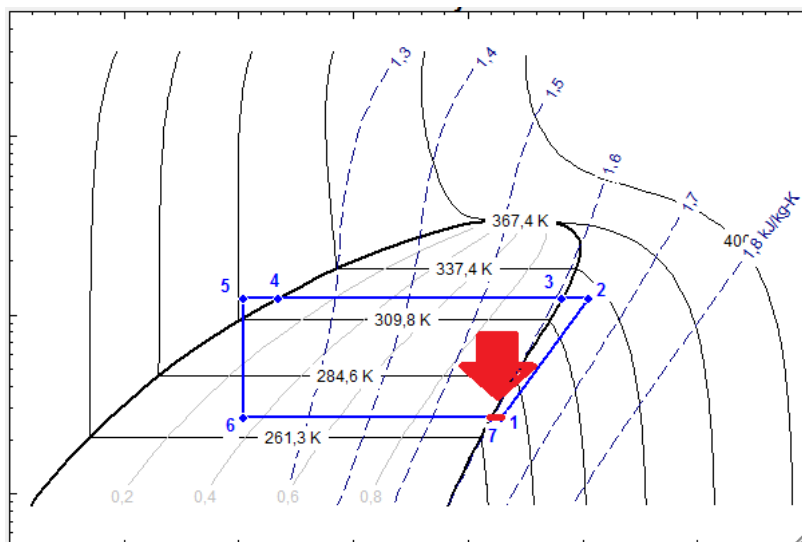


Figura 13 - Região zona de superaquecimento

- **Refrigerante**

Para o Reynolds do refrigerante:

$$Re = \frac{G_{ref, ch} \cdot D_h}{\mu_{ref_superaquecimento}} \quad (4.22)$$

Para o numero de Prandtl:

$$Pr = Cp \cdot \frac{\mu_{ref}}{k_{sh}} \quad (4.23)$$

E finalmente o Nusselt:

$$Nu = h_{ref_{sh}} \cdot \frac{D_h}{k_{sh}} \quad (4.24)$$

Em se tratando de uma zona monofásica com β 60° e Reynolds entre 20-400, usa-se a correlação por KUMAR(2015):

$$Nu = 0,306 \cdot Re^{0,529} \cdot Pr^{0,333} \quad (4.25)$$

• Nanofluido

Para o nanofluido em questão, tem-se fluído base água com nanopartículas de carbono, que melhoram sua condutividade térmica. A seguir suas propriedades por PARISE(2006). Primeiramente a densidade do nanofluído:

$$\rho_{nf} = \frac{\varphi_{np}}{100} \rho_{np} + \left(\frac{100-\varphi_{np}}{100}\right) \rho_w \quad (4.26)$$

Onde ρ_{np} é a densidade da nanopartícula e foi adotada como $\rho_{np} = 2100 \text{ kg/m}^3$, ρ_w a densidade da água e φ_{np} a concentração volumétrica da nanopartícula no nanofluído, que adota-se como:

Fração volumétrica(φ_{np})	a ₀	a ₁
0.21	-0.1023	0.01053

Tabela 6 - Dados do nanofluido

O calor específico do nanofluido é dado por:

$$c_{p,nf} = \frac{c_{p,np} \frac{\varphi_{np}}{100} \rho_{np} + \rho_w \left(\frac{100 - \varphi_{np}}{100} \right) c_{p,w}}{\rho_{nf}} \quad (4.27)$$

Para seu cálculo é necessário o valor do calor específico da nanopartícula. Para uma faixa de temperatura 300-340 K calcula-se:

$$c_{p,np} = 0.346 + 10^{-3} T_{p,K} \quad (4.28)$$

$$\mu_{nf} = \mu_w (1 + \xi_w) \quad (4.29)$$

$$\xi_w = \varphi_{np} (1.725 + 6.398 \varphi_{np}) \quad (4.30)$$

$$k_{nf} = k_w (1 + \xi_k) \quad (4.31)$$

$$\xi_k = a_0 + a_1 T_{m,nf} \quad (4.32)$$

Com essas propriedades calculadas, tem-se correlação para o nanofluido por Chisholm e Wanniarachchi (1992):

$$Nu_{nf} = 0.768 Re_{nf}^{0.59} Pr_{nf}^{0.4} \quad (4.33)$$

O número de Prandtl utilizado foi o equivalente ao nanofluido e o Reynolds:

$$Re_{nf} = \frac{\dot{m}_{nf, ch} \cdot D_h}{\mu_{nf}} \quad (4.34)$$

E dado que:

$$Nu_{nf} = \frac{D_h h_{nf}}{k_{nf}} \quad (4.35)$$

Tem-se então o valor de h_{nf}

- **Área da zona de superaquecimento**

Para calcular a área de troca de superaquecimento:

$$A_{ds} = \frac{\dot{Q}_{ds}}{U_{ds} \cdot \Delta T_{lm}} \quad (4.36)$$

Onde:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.37)$$

E para o U :

$$\frac{1}{U_{ds}} = \frac{1}{h_{rf_{ds}}} + \frac{\delta_{pl}}{k_{placa}} + \frac{1}{h_{nf_{ds}}} \quad (4.38)$$

Onde δ_{pl} é a espessura da placa e k_{placa} é a condutividade térmica da placa.

4.2.2 Zona de Ebulição

Nessa zona, fluido refrigerante aparece como mistura de líquido e vapor, e nanofluido apenas líquido. A importância da separação da zona se comprovará com a diferença do coeficiente de troca de calor do refrigerante quando nesse estado.

A região da zona no diagrama P x h do fluido é:

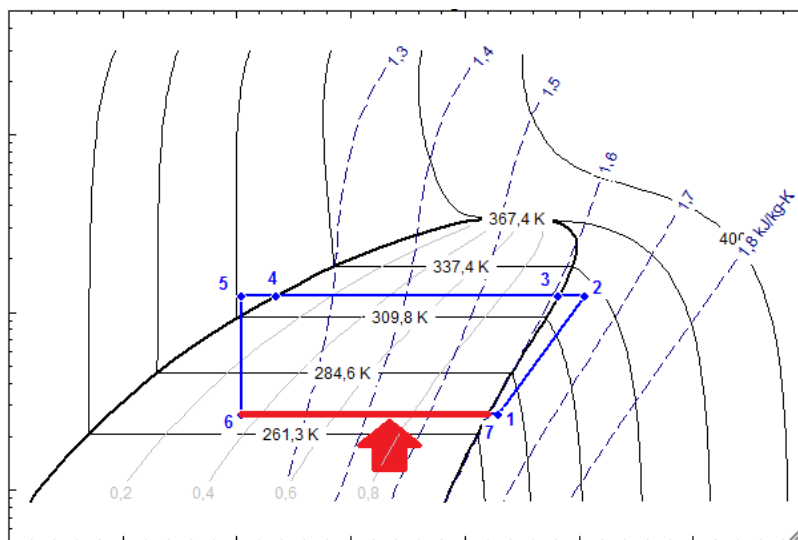


Tabela 7 - Região da zona de ebulição

- Refrigerante

Para a correlação da zona, utilizam-se as mesmas de Donowski e Kandlikar (2000) para calcular o coeficiente de transferência de calor do refrigerante.

Na mesma tem-se que:

$$Nu_{tp} = (1,184Co^{-0,3} + 222,5Bo^{2,8})(1 - x)^{0,003}Nu_{lo} \quad (4.39)$$

Integrando a equação em x de 0, 100% vapor, a 1, 100% líquido, obtemos algo em torno de:

$$Nu_{tp} = 0,645621 (1,184Co^{-0,3} + 222,5Bo^{2,8})Nu_{lo} \quad (4.40)$$

Onde o Nusselt calculado depende de Co, o número de convecção, Bo, o número de ebulição e Nu_{lo} , o Nusselt considerando apenas líquido. Onde:

$$Nu_{lo} = 0,2875Re_{lo}^{0,78}Pr_l^{1/3} \quad (4.41)$$

O Re_{lo} é o Reynolds, considerando apenas líquido, e Pr_l , o número de Prandtl considerando apenas líquido, sendo o número de Prandtl para a temperatura T[7]

$$Re_{lo} = \frac{G_{ref,ch}.D_h}{\mu_{ref_ebulição}} \quad (4.42)$$

$$Co = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} \quad (4.43)$$

Integra-se o número de convecção em x de 0 a 1, obtendo-se:

$$Co = 0,413318 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \quad (4.44)$$

Onde p_v e p_l são as densidades do refrigerante considerando vapor e líquido respectivamente.

$$Bo = \frac{\dot{Q}_{bo}}{\dot{m}_{ref,ch}H[6]} \quad (4.45)$$

E finalmente, para o coeficiente de troca de calor do refrigerante na área:

$$Nu_{tp} = \frac{D_h h_{rfbo}}{k_{bo}} \quad (4.46)$$

- **Nanofluido**

Utilizou-se na zona de ebulição o mesmo coeficiente de troca de calor do nanofluido da zona de superaquecimento.

- **Área da zona de ebulição**

Para calcular a área de troca de ebulição:

$$A_{bo} = \frac{\dot{Q}_{bo}}{U_{bo} \cdot \Delta T_{lm}} \quad (4.47)$$

Onde:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.48)$$

E para o U:

$$\frac{1}{U_{bo}} = \frac{1}{h_{rf_{bo}}} + \frac{\delta_{pl}}{k_{placa}} + \frac{1}{h_{nf_{bo}}} \quad (4.49)$$

Onde δ_{pl} é a espessura da placa e k_{placa} é a condutividade térmica da placa.

4.2.3 Área total do evaporador

Para calcular a área somam-se as áreas das duas zonas:

$$A_{total} = A_{bo} + A_{ds} \quad (4.50)$$

Com isso calculou-se o número de placas que ocorrem trocas do evaporador, através da área efetiva de uma única placa:

$$N_{placas,eff} = \frac{A_{total}}{A_{placa}} \quad (4.51)$$

Com o uso do programa EES, colocam-se as equações, aqui expostas, com os dados de entrada em uma rotina que nos leva a dimensionar o trocador de calor em questão. Os resultados de áreas obtidos foram:

$$A_{bo} = 1,21 \, m^2$$

$$A_{sh} = 0,14 \, m^2$$

$$A_{total} = 1,35 \, m$$

O número total de placas com as duas externas nas quais não há troca de calor:

$$N_{placas} = 15 \, placas$$

O número de canais para cada fluido:

$$N_{canais} = 7 \, canais$$

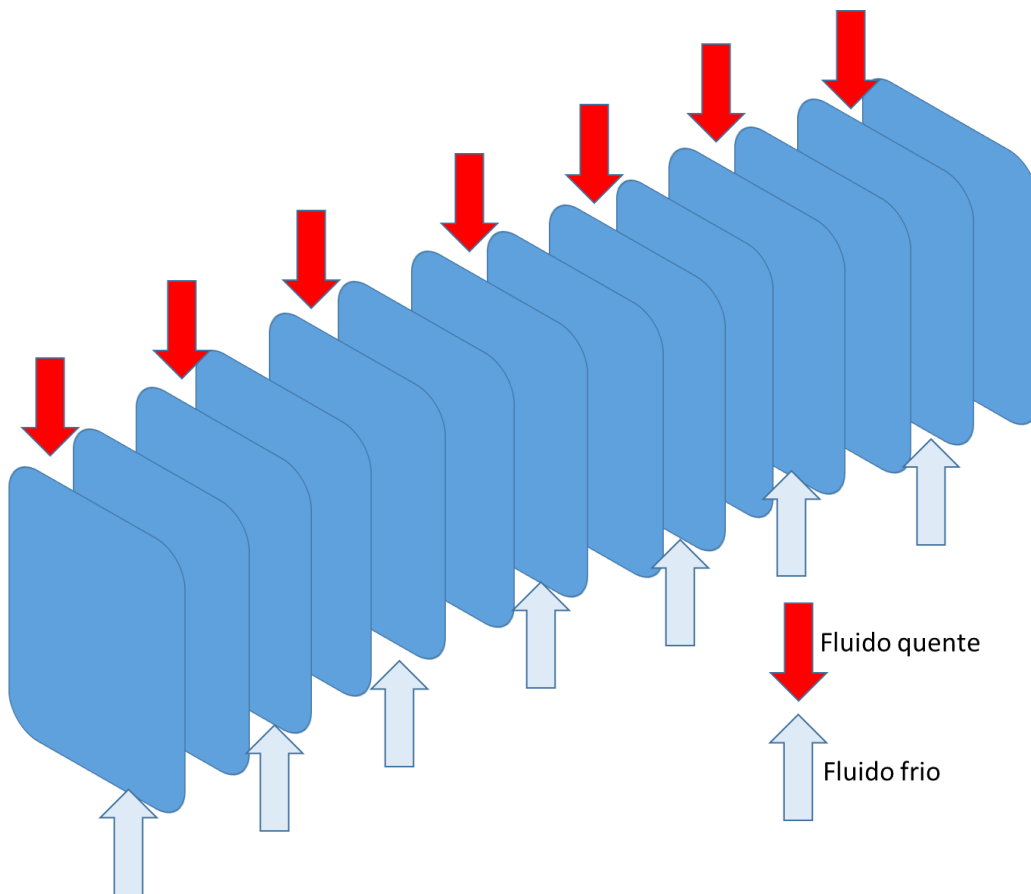


Figura 14 - Disposição de canais nas placas



A distribuição da zona em uma placa é representada na figura ao lado com $A_{bo,placa}=0,095\text{m}^2$ e $A_{ds,placa}=0,011\text{ m}^2$

Figura 15 - Zonas do fluido na placa

A figura 16 apresenta um modelo do fabricante Alfa Laval que apresenta dimensões (em mm) superiores às encontradas no cálculo de dimensionamento do trocador. Este modelo em particular pode ser adquirido para um número de 10 a 298 placas, o que o torna válido para o projeto.

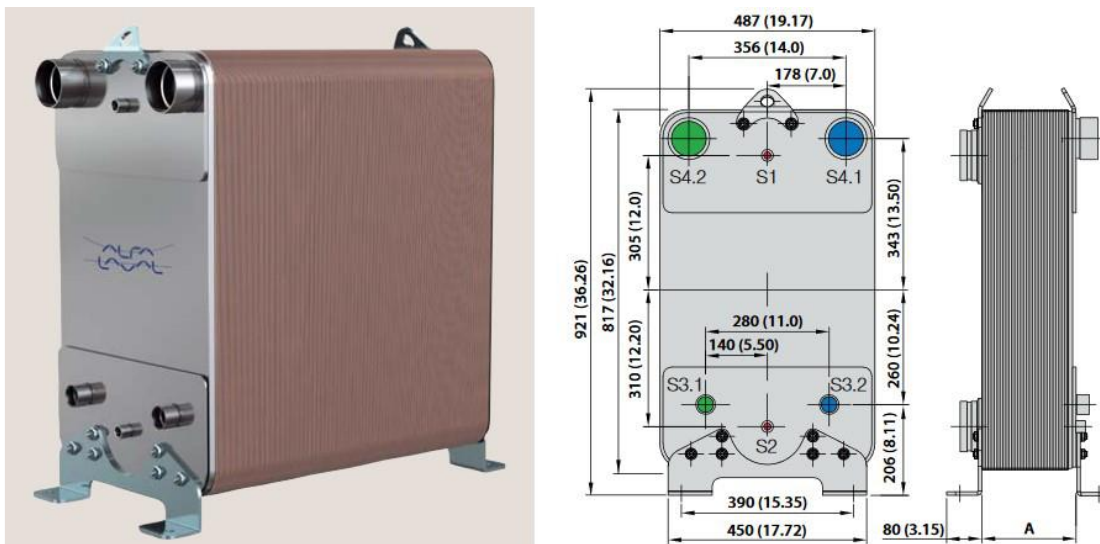


Figura 16 - Trocador de calor de placas brasadas para ar condicionado e refrigeração – Alfa Laval AC1000DQ

4.3 Condensador

Para o condensador utilizou-se um trocador de calor de microcanais de escoamento paralelo e aletas persianas de alumínio, para dimensionar esse trocador deve-se calcular a área de cada zona do refrigerante, que nesse caso troca calor com o ar.

Na figura a seguir, a visão frontal do trocador e o corte indicando as três zonas que compõem o condensador, com a dimensão dos microcanais e aletas.

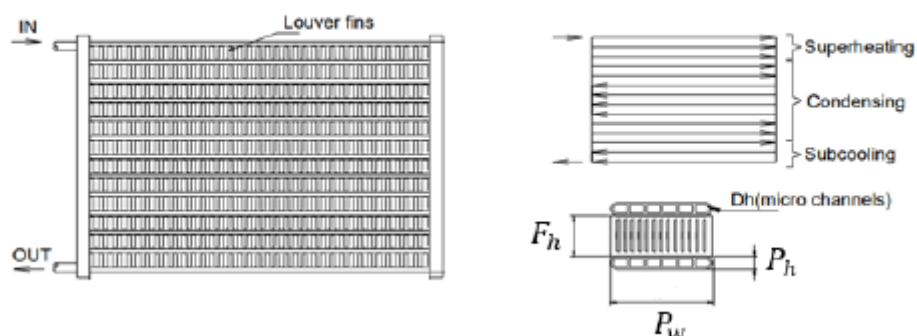


Figura 17 - Visões 2D do condensador

Na figura a seguir, a visão 3D do condensador, porém com apenas 10 microcanais no tubo, enquanto que o do projeto tem 25:

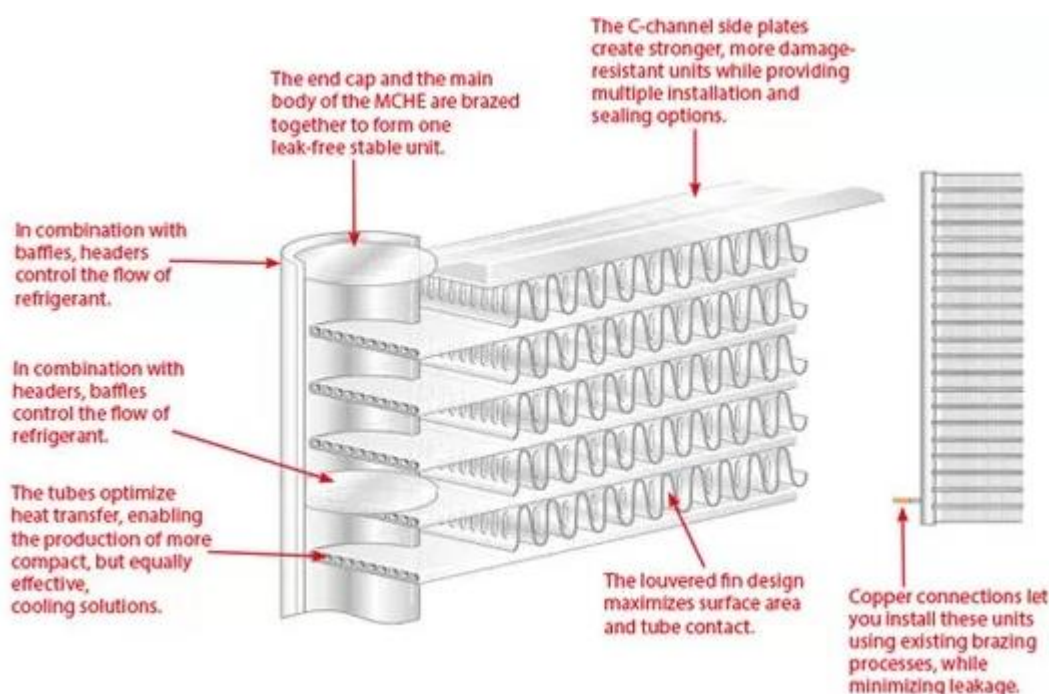


Figura 18 - Visão 3D do condensador

A geometria de entrada do condensador a ser dimensionado são:

Descrição	Variável	Valor	Unidade
Altura do tubo plano	T_H	2	mm
Largura do tubo plano	T_W	33,4	mm
Espessura do tubo plano	T_δ	0,265	mm
Número de microcanais por tubo	N_{mc}	25	-

Altura do microcanal	P_H	1,1	mm
Largura do microcanal	P_w	0,955	mm
Altura da aleta	F_h	7,6	mm
Passo da aleta	F_p	1,54	mm
Espessura da aleta	F_δ	0,08	mm
Altura da persiana	L_h	0,454	mm
Comprimento da persiana	L_l	6	mm
Ângulo	θ	27	°

Tabela 8 - Geometria do condensador

A área de transferência de calor pelo lado dos tubos é dada por:

$$A_{ref,cd} = 2(P_w + P_h)0,95C_wN_{mc}N_{t,cd} \quad (4.52)$$

Assumindo que o comprimento dos tubos equivale a 95% da largura do condensador:

$$A_{f,cd} = C_h C_w \quad (4.53)$$

Onde C_h e C_w são , respectivamente, a altura e a largura do condensador, consideramos 0,7 e 1,02 metros para cada um.

Foi assumido um valor típico de $\sigma=0,8$ apresentado por Achaichia e Cowell (1988), para este modelo de condensador. Sendo assim:

$$A_{min,ff} = \sigma A_{f,cd} \quad (4.54)$$

A área transversal de cada micro canal é calculada por:

$$A_{mc} = P_h P_w \quad (4.55)$$

Para a vazão mássica do ar e do refrigerante utilizou-se o balanço de energia, dado que o calor total trocado no condensador é:

$$\dot{Q}_{cond} = 36,7 \text{ W}$$

Com o calor total trocado, é possível encontrar as duas vazões mássicas pelos balanços de energia:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref}(h_e - h_s) = \dot{m}(h_2 - h_5) \quad (4.56)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ar} \cdot c p_{ar} (T_{cd_sai} - T_{cd_entra}) \quad (4.57)$$

Para a velocidade mássica do ar e do refrigerante no micro canal:

$$G_{ref,ch} = \frac{\dot{m}_{ref}}{A_{mc} N_{mc}} \quad (4.58)$$

Para o número de tubos de cada zona:

$$N_{tubos,ds} = \frac{\dot{m}_{ref}}{V_{ds} A_{mc} N_{mc} \rho_{ds}} \quad (4.59)$$

$$N_{tubos,cd} = \frac{\dot{m}_{ref}}{V_{cd} A_{mc} N_{mc} \rho_{cd}} \quad (4.60)$$

$$N_{tubos,sr} = \frac{\dot{m}_{ref}}{V_{sr} A_{mc} N_{mc} \rho_{sr}} \quad (4.61)$$

Para isso estipulou-se uma velocidade de entrada do fluido em cada zona, estimativas estas que se situaram dentro do esperado.

4.3.1 Zona de Desuperaquecimento

Essa zona possui fluído quente ,o refrigerante, em vapor 100% e o fluído frio , ar, em estado também gasoso.

A zona é indica no diagrama P x h a seguir na figura 19:

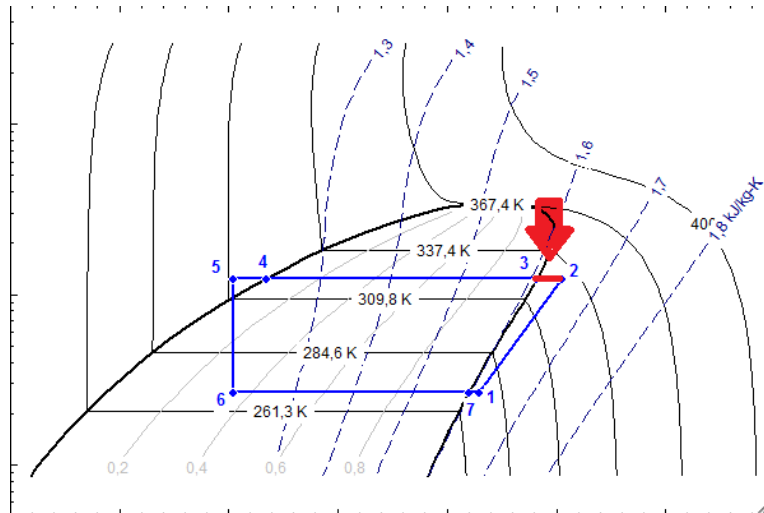


Figura 19 - Região da zona de desuperaquecimento

- **Refrigerante**

A correlação do refrigerante para a zona escolhida de Dittus & Boelter(1936), leva ao coeficiente de convecção:

$$h_{rfs} = \left(\frac{k_{ds}}{P_h} \right)^{0,023} Re_{ds}^{0,8} Pr_{ds}^n \quad (4.62)$$

O numero de Prandtl será o equivalente do refrigerante na temperatura T[2], ksh a condutividade na mesma temperatura, o Ph a altura do microcanal, o n adotado foi de 0,3 para resfriamento e o número de Reynolds será:

$$Re_{ds} = \frac{V_{ds} \rho_{ds} \cdot D_h}{\mu_{ds}} \quad (4.63)$$

- **Ar**

A correlação para o ar adotada de Roman Ali (1995):

$$h_{ar} = j \rho_{ar} \frac{V}{\Sigma} C p_{ar} Pr_{ar} \quad (4.64)$$

Onde ρ_{ar} é a densidade do ar, $\frac{V}{\Sigma}$ a velocidade do ar sobre sigma (adotamos sigma 0,8), $C p_{ar}$ o calor especifico do ar, Pr_{ar} o número de Prandtl do ar e finalmente j depende do número de Reynolds do ar no modo:

$$j = 0,91 Re_{ar}^{-0,5} \quad (4.65)$$

Dado que:

$$Re_{ar} = \frac{V D_h \rho_{ar}}{\mu_{ar}} \quad (4.66)$$

- **Área da Zona de Superaquecimento do condensador**

Para o cálculo da área da zona:

$$A_{ds} = \frac{\dot{Q}_{ds}}{U_{ds}\Delta T_{lm}f} \quad (4.67)$$

Onde f é o fator de correção para escoamentos cruzados, para calculá-lo utiliza-se o gráfico do Incropera:

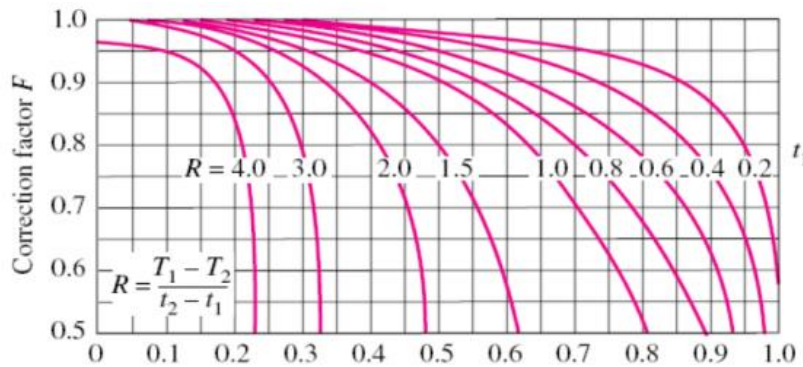


Figura 20 - Gráfico fator de correção

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.68)$$

E para o U da zona:

$$\frac{1}{U_{ds}} = \frac{1}{h_{rf_{ds}}} + \frac{1}{h_{ar}\eta_{sa}\left(\frac{A_{aletas}}{A_{ref,cd}}\right)} \quad (4.69)$$

Onde η_{sa} é a eficiência de superfície que contém as aletas.

Com a área da zona calculada, tem-se o comprimento da zona:

$$A_{ds} = L_{ds}P_{tubo}N_{tubos,ds} \quad (4.70)$$

Onde P_{tubo} é o perímetro interno de um tubo inteiro

4.3.2 Zona de condensação

A zona apresenta fluido quente, o refrigerante, em mistura líquido e vapor, e o fluido frio, ar, em estado gasoso.

A zona é indicada no diagrama P x h a seguir:

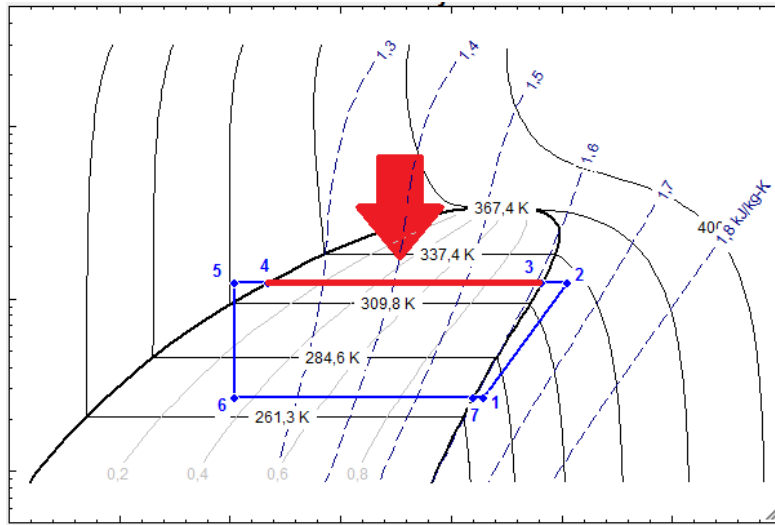


Figura 21 - Região da zona de condensação

• Refrigerante

Na zona em questão refrigerante entra 100% vapor e sai 100% líquido, por isso considerou-se toda a troca de fase, e para calcular o coeficiente de condutividade térmica, utilizou-se a correlação por Shah(1979):

$$h_{rfcd} = h_{lo} \frac{((1-x)^{0,8} + (3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}))}{r_p^{0,38}} \quad (4.71)$$

Onde h_{lo} é o coeficiente de troca de calor considerando apenas líquido, x o título do refrigerante e r_p é a razão entre a pressão de condensação ($P[3]$) e a pressão crítica do refrigerante.

Para o h_{lo} utilizou-se a correlação de estado monofásico igual a usada na zona anterior:

$$h_{lo} = \left(\frac{k_{cd}}{P_h}\right)^{0,023} Re_{cd}^{0,8} Pr_{cd}^n \quad (4.72)$$

Para o número de Reynolds:

$$Re_{cd} = \frac{V_{cd}\rho_{cd}D_h}{\mu_{cd}} \quad (4.73)$$

E então para calcular o h_{cd} integrou-se a equação com x variando de 0 a 1, com 0, 100% gasoso e 1, 100% líquido, obtendo-se algo em torno de:

$$h_{rf_{cd}} = 3,54352 h_{lo} \quad (4.74)$$

- **Ar**

Para o coeficiente de transferência de calor do ar na zona de condensação, considerou-se o mesmo da zona de superaquecimento.

- **Área da Zona de Condensação do condensador**

Para o cálculo da área da zona:

$$A_{cd} = \frac{\dot{Q}_{cd}}{U_{cd}\Delta T_{lmf}} \quad (4.75)$$

De modo análogo a zona de desuperaquecimento, o fator f depende do gráfico da figura 20.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.76)$$

E para o U da zona:

$$\frac{1}{U_{cd}} = \frac{1}{h_{rf_{cd}}} + \frac{1}{h_{ar}\eta_{sa}\left(\frac{A_{aletas}}{A_{ref,cd}}\right)} \quad (4.77)$$

Onde η_{sa} é a eficiência de superfície que contém as aletas.

Com a área da zona calculada, tem-se o comprimento da zona:

$$A_{cd} = L_{cd}P_{tubo}N_{tubos,cd} \quad (4.78)$$

Onde P_{tubo} é o perímetro interno de um tubo inteiro

4.3.3 Zona de Subresfriamento

Essa zona apresenta fluido quente, refrigerante, 100% líquido, e fluido frio, ar, em estado gasoso.

Abaixo é representado o intervalo da zona no diagrama $P \times h$ do refrigerante:

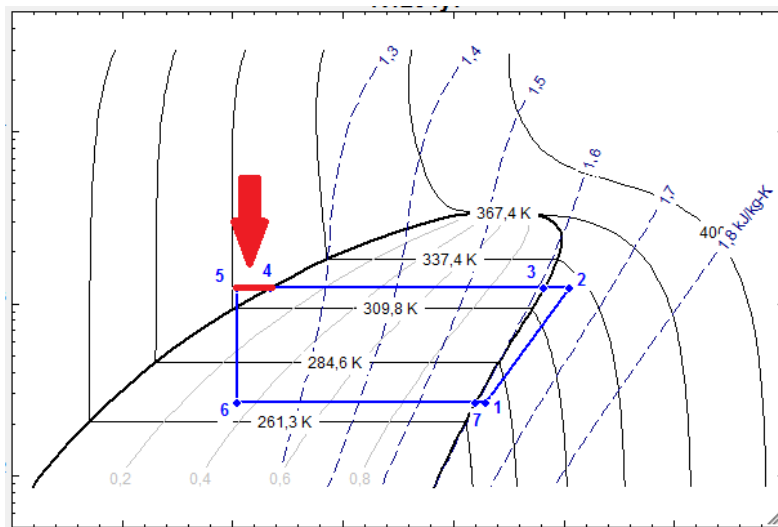


Figura 22 - Região da zona de subresfriamento

- **Refrigerante**

A correlação do refrigerante escolhida para a zona por Dittus & Boelter(1936), leva ao coeficiente de convecção:

$$h_{r_{fsr}} = \left(\frac{k_{sr}}{P_h} \right)^{0,023} Re_{sr}^{0,8} Pr_{sr}^n \quad (4.79)$$

O numero de Prandtl é o equivalente do refrigerante na temperatura $T[5]$, k_{sh} a condutividade na mesma temperatura, o P_h a altura do microcanal, o n adotado foi de 0,3 para resfriamento e o número de Reynolds será:

$$Re_{sr} = \frac{V_{sr} \rho_{sr} \cdot D_h}{\mu_{sr}} \quad (4.80)$$

- **Ar**

Para o coeficiente de transferência de calor do ar na zona de condensação, considerou-se o mesmo da zona de superaquecimento.

- **Área da Zona de Subresfriamento do condensador**

Para o cálculo da área da zona:

$$A_{sr} = \frac{\dot{Q}_{sr}}{U_{sr}\Delta T_{lm}f} \quad (4.81)$$

De modo análogo a zona de desuperaquecimento, o fator f depende do gráfico da figura 20.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.82)$$

E para o U da zona:

$$\frac{1}{U_{sr}} = \frac{1}{h_{rf_{sr}}} + \frac{1}{h_{ar}\eta_{sa}\left(\frac{A_{aletas}}{A_{ref,cd}}\right)} \quad (4.83)$$

Onde η_{sa} é a eficiência de superfície que contém as aletas

Com a área da zona calculada, tem-se o comprimento da zona:

$$A_{sr} = L_{sr}P_{tubo}N_{tubos,sr} \quad (4.84)$$

Onde P_{tubo} é o perímetro interno de um tubo inteiro

4.3.4 Área total do condensador

A área total de troca do condensador será a soma das 3 áreas das zonas:

$$A_{total} = A_{ds} + A_{cd} + A_{sr} \quad (4.85)$$

Com o programa EES colocam-se todas as equações aqui listadas com os dados de entrada necessários. Com o programa rodando obteve-se os seguintes valores de cada área:

$$A_{sh} = 0,44 \text{ m}^2$$

$$A_{cd} = 5,395 \text{ m}^2$$

$$A_{sr} = 1,445 \text{ m}^2$$

Com esses valores calculou-se o comprimento L de cada zona, onde P_{tubo} é o perímetro interno de um tubo inteiro:

$$L_{ds} = 0,2 \text{ m}$$

$$L_{cd} = 5 \text{ m}$$

$$L_{sr} = 1,2 \text{ m}$$

Com o valor obtido anteriormente do número de tubos:

$$N_{tubos,ds} = 22 \text{ tubos}$$

$$N_{tubos,cd} = 11 \text{ tubos}$$

$$N_{tubos,sr} = 11 \text{ tubos}$$

A disposição real das zonas no condensador fica então:

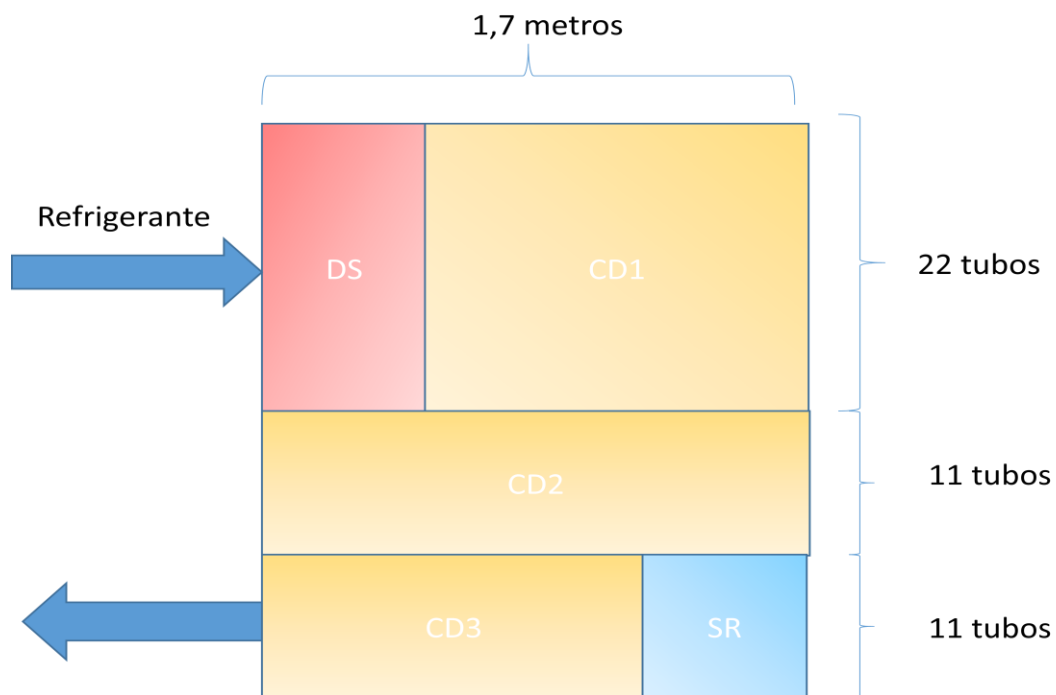


Figura 23 - Zonas no condensador

Após pesquisa, o modelo escolhido foi o D2000-C Condenser coil MicroChannel Heat Exchanger da Danfoss. A figura 26 apresenta o modelo, apesar da largura e altura um pouco maior, apresenta dimensões próximas ao calculado e foi escolhido para ilustrar modelos disponíveis no mercado, além de validar o dimensionamento realizado para o condensador.

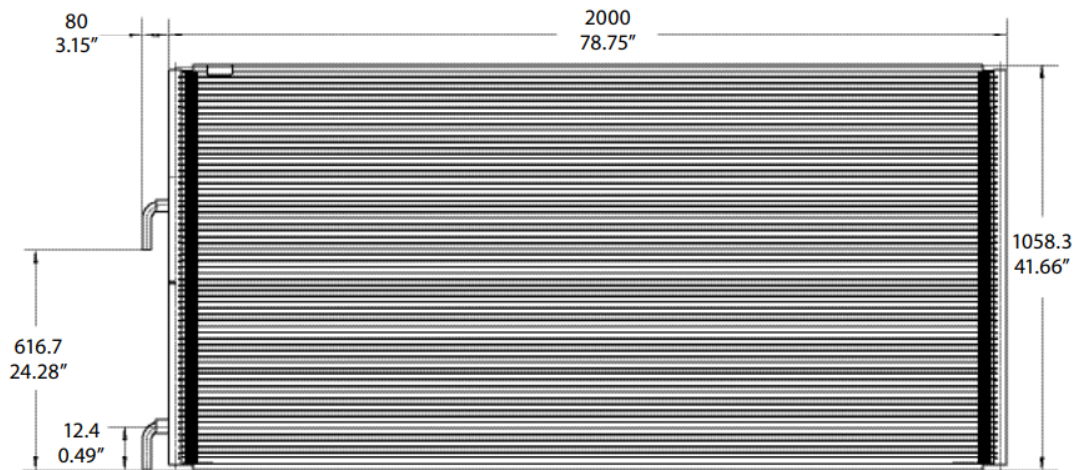


Figura 24 - D2000-C Condenser coil

4.4 Fan Coil

O Fan Coil do projeto é um trocador de calor de tubos e aletas. No ciclo a bomba hidráulica bombeia o nanofluido, que se resfria no evaporador e retorna ao fancoil como fluido frio, trocando calor com o ar úmido do interior do veículo.

Os cálculos referentes ao dimensionamento deste trocador foram realizados em uma rotina no EES previamente elaborada para um relatório interno por Parise (2006).

Com os dados de entrada necessários para o nanofluido e do ar úmido, calcularam-se os coeficientes de transferência de calor, e com isso os coeficientes de troca global e a área do trocador de calor, visando a carga térmica necessária para a temperatura de conforto, já calculada $\dot{Q}_{sr} = 27,47 \text{ kW}$. Por Weaver (2017) calculou-se as dimensões do fancoil sem o método da multizona, visto que a eventual presença de umidade na superfície externa não foi considerada no projeto. Nestes casos, pode-se ter o fan coil com uma parte da sua superfície externa seca e parte molhada, essa diferença também traz diferenças no coeficiente de troca de calor.

UA_{fc} $\left(\frac{kW}{K}\right)$	$\alpha_{nf,fc}$ $\left(\frac{kW}{m^2K}\right)$	$\alpha_{a,fc}$ $\left(\frac{kW}{m^2K}\right)$
0,3322	0,8335	0,02973

Tabela 9 - Condutância e coeficientes de transferência de calor

Largura do Fan Coil	FC_W	1000	mm
Altura do Fan Coil	FC_H	190,5	mm
Profundidade do Fan Coil	FC_D	176	mm
Número de Tubos	$N_{t,fc}$	40	-
Número de Aletas	$N_{f,fc}$	275	-

Tabela 10 - Dimensões encontradas do fancoil

Por Weaver (2017) foi possível achar dentre informação por fabricante, um fan coil com dimensões próximas as encontradas, o modelo RE-30 Rifled Air Conditioning, descrito a seguir na tabela 12:

Capacidade de Refrigeração	90.000	BTU/h
Altura do Evaporador	247,65	mm
Largura do Evaporador	1504,95	mm
Profundidade do Evaporador	533,4	mm

Tabela 11 - Dimensões do fancoil comercial escolhido

Com esses valores espera-se atender à carga térmica do veículo, mesmo nas condições mais extremas de calor do verão carioca.

5. Conclusão

Neste projeto o fluido refrigerante HFO-1234yf foi analisado como substituto para o fluido R134a de um ônibus convencional. Os cálculos experimentais de WEAVER foram utilizados como dados de entrada para o projeto, que viabilizou dimensionar os trocadores de calor de forma mais precisa, com o método da Multizona (ou Fronteira Móvel). Com isso os valores de troca de calor e o comportamento dos fluidos de troca são analisados com mais precisão, considerando todas as suas mudanças de fase nos interiores do trocador de calor.

Por tratar-se de um fluido inflamável, o ciclo de refrigeração principal deve ser limitado ao compartimento do motor, resfriando o interior do veículo por meio de um ciclo secundário com o uso de um nanofluido (H₂O-SWCNT), de melhor condutividade térmica que seu fluido base, a água. Nos cálculos de WEAVER(2017) foi possível observar que não há grandes perdas de carga térmica do ciclo, que viabiliza o projeto.

No capítulo 4, o dimensionamento do evaporador obteve bons resultados. A zona de ebulição (bifásica) predominante na área de troca das placas, com a zona de superaquecimento bem menor. O valor de 15 placas foi muito próximo do dimensionado para o mesmo ciclo de WEAVER(2017), porém mais preciso considerando-se as duas zonas. O condensador obteve zonas de desuperaquecimento e subresfriamento próximas, e pequenas, enquanto que a zona de condensação foi predominante no trocador. A zona de desuperaquecimento em fluidos comuns ,apresentam maior área quando comparada a de subresfriamento, porém pode-se verificar que o HFO-1234yf tem características peculiares quanto as suas isentrópicas, que possuem baixa inclinação, o que gera pouco aumento de temperatura na compressão do fluido. O número de tubos e a largura de cada zona também foram valores dentro do esperado. Pode-se ver, pelos resultados, que as multizonas não são bem delimitadas como se apresenta na teoria, porém tem excelentes aproximações. Isso leva a validação desse método, pois a mudança de fase do fluido é uma variável de enorme influencia na troca de calor do ciclo de refrigeração, comprovado pelos resultados.

6. Referências Bibliográficas

- BENITO, Y.R. Aplicação de nanofluidos em sistemas secundários de refrigeração. 2012. 172 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2012.
- CHO, H.; LEE, H.; PARK, C. Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf. *Applied Thermal Engineering*. 2013, vol. 61, p.563-569.
- DA ROCHA, A.B. Análise da utilização de nanofluidos na refrigeração comercial. 2015. 34f Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2015.
- DAVIRAN, S. et al. A comparative study on the performance of HFO-1234yf and HFC-134a as an alternative in automotive air conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, v.110, p. 1091-1100, jan. 2017.
- 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. February 2003. Department of Mechanical Engineering, Korea University, 5ka-1, Anam-dong, Sungbuk-ku, Seoul 136-701, South Korea.
- DONOWSKI, V.D, KANDLIKAR, S.G. Correlating evaporation heat transfer coefficient of refrigerant R134a in a plate heat exchanger. Mechanical Engineering Department, Rochester Institute of Technology, 2000.
- DOS SANTOS, E.O. Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo. 2005. 131 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.
- ECACOOOL, Low GWP HFO refrigerants R1234yf and R1234ze(E)
- 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
- GHAZVINI M, AKHAVAN-BEHABADI MA, RASOULI E, RAISEE M. Heat transfer properties of nanodiamond-engine oil nanofluid in laminar flow. *Heat Transfer Eng* 2011;33:525–32
- HARBY, K. Hydrocarbons and their mixture as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: An updated overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017, vol. 73, p. 1247-264.

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

JARALL, S. Study of refrigeration system with HFO-1234yf as a working fluid. International Journal of Refrigeration, v.35, n. 6, p. 1668-1677, set. 2012.

LI, F.L. Estudo e Seleção de um Aparelho de Ar Condicionado para Ônibus. 2011. 46 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

KUMAR. A., KUMAR, V., TIWARI, B. Application of nanofluids in plate heat exchanger: A review 2015

KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A., Heat Exchangers, Selection, Rating, and Thermal Design, 3ª edição, CRC Press, 2012, 605 páginas

LI, G. et al. Experimental investigation of energy and exergy performance of secondary loop automotive air-conditioning systems using low-GWP (global warming potential) refrigerants. Energy, v.68, p. 819-831, abr. 2014.

LIERS, D. de L. Levantamento e análise das possíveis aplicações de nanofluidos a sistemas automotivos. 2016. 67 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016.

LOAIZA, J.C.V. Simulação de um Sistema de Refrigeração Operando com Nanofluido como Fluido Secundário. 2009. 130 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2009.

MARTINELLI JÚNIOR, L.C. Sistema de ar condicionado por absorção para ônibus. 2008. 195 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2008. 74

MINOR, B.H; HERRMANN, D.; GRAVELL, R. Flammability Characteristics of HFO-1234yf. Process Safety Progress: An Official Publication of the American Institute of Chemical Engineers, v.29, n. 2, p. 150-154, jun. 2010.

MOTA-BABILONI, A. Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R134a replacements – An overview of current status. Applied Thermal Engineering, v.71, n.1, p. 259-265, out. 2014.

NDOYE, F.T. et al. Numerical study of energy performance of nanofluids used in secondary loops of refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, v.52, p. 122-132, abr. 2015.

PARISE, J.A.R., a seven-control volume simulation model for the vapor compression refrigeration cycle, *MERCOFRIO*, 2010

PARISE, J.A.R. et al. The effect of the dual role (condenser or evaporator) on the performance of the internal and external coils of an air-source reversible automotive heat pump for electric vehicle climate control. 2011.

PARISE, J.A.R. Thermal performance on an Air Compressor After-Cooler. Technical Report. 2006.

PARK, K.J.; KANG, D.G.; JUNG, D. Condensation heat transfer coefficients of R-1234yf on plain, low fin, and Turbo-C tubes. *International Journal of Refrigeration*. 2011, vol. 34, p. 317-321.

SARBU, I. A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*. 2014, vol. 46, p. 123-141.

SHAH, R. K. et al. Automotive Air-Conditioning Systems – Historical Developments, the State of Technology, and Future Trends. *Heat Transfer Engineering*, v.30, n.9 p. 720-735, 2009.75

SPHEROS. Manual do proprietário/Certificado de garantia: CC 305 CC335 CC355. 1. ed. 2010, 28 p.

WANG, C. System performance of R-1234yf refrigerant in air-conditioning and heat pump system – An overview of current status. *Applied Thermal Engineering*, v.73, n.2, p. 1412-1420, dez. 2014.

WANG, K. et al. Review of secondary loop refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, v.33, n. 2, p. 212-234, mar. 2010.

WANG, T. et al. Modeling for multi-pass parallel flow condenser with the effect of refrigerant mal distribution. *International Journal of Refrigeration*, v.60, n. 2, p. 212-234, ago. 2015.

WEAVER, V., Dimensionamento dos trocadores de calor de um sistema condicionador de ar para ônibus com baixo impacto ambiental., Projeto de Graduação de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2017.

WODZISZ, R. Case Study of R-1234yf Refrigerant: Implications for the Framework for Responsible Innovation. *Science and Engineering Ethics*, v.21, p.234 - 246, dez. 2015.

WOOD, A.C.; HRNJAK, P.S.; THURSTON, D.L. Modeling and Comparison of Primary and Secondary Refrigeration System

Performance. 1996. 178 f. Air Conditioning and Refrigeration Center,
Mechanical & Industrial Engineering Dept. University of Illinois.