

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



Verônica da Rocha Weaver

**Dimensionamento dos trocadores de calor de
um sistema condicionador de ar para ônibus
com baixo impacto ambiental**

Projeto de Graduação

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

Orientador: José Alberto Reis Parise

Rio de Janeiro
Julho de 2017

AGRADECIMENTOS

Um enorme agradecimento ao meu orientador Prof. Parise, que se mostrou sempre disponível em momentos de crise, dedicando seu tempo para encontrar soluções para todos os meus obstáculos acadêmicos. E principalmente por acreditar em meu potencial, me motivando para que eu desenvolvesse o melhor trabalho possível.

Agradeço também à minha família pelo apoio durante toda minha trajetória acadêmica.

E finalmente ao meu namorado por sua compreensão, motivação, e toda sua ajuda durante esta etapa final da graduação.

RESUMO

Dimensionamento dos trocadores de calor de um sistema condicionador de ar para ônibus com baixo impacto ambiental

O presente trabalho propõe um sistema condicionador de ar para um ônibus urbano implementando um refrigerante de 4ª geração, HFO-1234yf como substituto para o R-134a. É proposta uma nova configuração do sistema, em virtude da leve inflamabilidade do novo refrigerante, para garantir a segurança do motorista e passageiros. A configuração proposta é de um sistema de refrigeração indireto, na qual o ciclo primário ou o ciclo de compressão de vapor, onde circula o refrigerante, é confinado ao compartimento do motor, e é estudada a implementação de nanofluidos para o loop secundário. A partir de pesquisas na literatura, e com auxílio do software Engineering Equation Solver, foi realizado o dimensionamento dos trocadores de calor do sistema proposto.

Palavras chaves: Novo Fluido Refrigerante. Sistema de Refrigeração Indireto. Baixo GWP. Condicionador de Ar Automotivo. Fluido Secundário. Nanofluidos.

ABSTRACT

Modelling of the heat exchangers of an air conditioning bus system with low environmental impact

The present work proposes an air conditioning bus system operating with a 4th generation refrigerant, HFO-1234yf as a substitute for R134a. It's proposed a new configuration of the system to guarantee the safety of passengers and driver due to the mild flammability of the new refrigerant. This configuration consists of an indirect refrigeration system in which the primary refrigeration cycle, or the vapor compression cycle, in which the refrigerant circulates is confined to the engine compartment, and the implementation of nanofluids in the secondary loop is investigated. Through literature research and with the assistance of Engineering Equation Software, the modelling of the heat exchangers of the new system was completed.

Key-words: New refrigerant. Indirect refrigeration cycle. Low GWP. Automotive air conditioning system. Secondary fluid. Nanofluids.

Sumário

1. Introdução	15
1.1. Histórico dos Fluidos Refrigerantes	15
1.2. Fluidos Refrigerantes e seus Impactos Ambientais	17
1.3. Sistemas de Condicionamento de Ar Automotivos	20
1.3.1. Componentes do Sistema	20
1.3.1.1. Compressor	20
1.3.1.2. Condensador	21
1.3.1.3. Evaporador	21
1.3.1.4. Filtros Secadores/Acumuladores e Acumuladores de Sucção	22
1.3.1.5. Dispositivo de expansão	22
1.4. Arquiteturas de Sistemas de Ar Condicionado Automotivos	22
1.5. Sistemas de Ar condicionado para Ônibus Urbanos	23
1.6. Histórico dos Refrigerantes Aplicados em Sistemas de Ar Condicionado Automotivos	26
1.7. Refrigerante HFO-1234yf	26
1.8. Motivação do Trabalho	28
2. Nanofluidos em sistemas de refrigeração	28
2.1. Nanofluidos como fluidos secundários	29
3. Veículo	30
3.1. Definição do veículo	30
3.2. Características do veículo	31
3.3. Condições de Operação	33
3.4. Conforto térmico	34
3.5. Carga térmica	34
3.5.1. Condução através de paredes externas e vidros	34
3.5.2. Irradiação solar pelos vidros	36
3.5.3. Condução de calor no compartimento do motor	37

3.5.4. Calor liberado por pessoas	37
3.5.5. Equipamentos internos (motores, ventiladores e iluminação)	38
3.5.6. Infiltração e renovação de ar	40
3.5.7. Resultados	40
4. Sistema de Refrigeração	42
4.1. Modelo do Sistema	42
4.2. Modelo Matemático	43
4.2.1. Volumes de controle	43
4.3. Ciclo Primário de Refrigeração	45
4.3.1. Estados Termodinâmicos do Refrigerante	47
4.3.2. Modelo Matemático	48
4.3.2.1. Compressor	48
4.3.2.2. Condensador	49
4.3.2.3. Evaporador	50
4.4. Ciclo Secundário	51
4.4.1. Fan Coil	51
4.5. Nanofluido como fluido secundário	53
4.5.1. Propriedades do nanofluido	53
5. Dimensionamento dos Trocadores de Calor do Sistema de Refrigeração	54
5.1. Compressor	54
5.2. Condensador	55
5.3. Evaporador	60
5.4. Fan Coil	64
6. Conclusão	70
7. Referências Bibliográficas	71

Lista de figuras

Figura 1 - Evolução dos Fluidos Refrigerantes; Calm (2008)	16
Figura 2 - Produção de refrigerantes halogenados por ano; Harby 2017	17
Figura 3 - Plano de eliminação dos refrigerantes halogenados de acordo com o Protocolo de Montreal; Harby (2017)	18
Figura 4 - Principais tipos de sistemas de condicionamento de ar automotivos:.....	23
Figura 5 - Esquema de instalação de um sistema de ar condicionado tipo “roof-top” para ônibus	24
Figura 6 - Visão isométrica do aparelho de ar condicionado modelo: Spheros rodoviário – urbano CC 305/CC 335/CC 355	24
Figura 7 - Esquema de instalação do aparelho de ar condicionado modelo: Spheros rodoviário – urbano CC 305/CC 335/CC 355	25
Figura 8 - Propriedades Principais dos Refrigerantes R 1234yf e do R134a, Harby (2017).....	27
Figura 9 - Principais Medidas do Ônibus Modelo 0371-RSD, Stancato (1992)	31
Figura 10 - Esquema da composição das superfícies da carroceria	33
Figura 11- Modelo do Sistema de Refrigeração com o loop secundário para o ciclo indireto; Benito, 2012	43
Figura 12 - Exemplo esquemático de um volume de controle, Wood et al. (1996) ...	44
Figura 13 - Representação esquemática de um ciclo de refrigeração básico de compressão a vapor.....	46
Figura 14 - Diagrama P x h de um ciclo de compressão de vapor	46
Figura 15 - Diagrama P x h para o R1234yf com os estados termodinâmicos representados	47
Figura 16 - Esquema de representação do ciclo secundário.....	51
Figura 17 - Compressor Bitzer 4TFCY	55
Figura 18 - Esquema de representação de um condensador de microcanais com escoamento paralelo	56
Figura 19 - Condensador de microcanais – Danfoss D1700-C	60
Figura 20 - Esquema de representação de uma placa do evaporador.....	61
Figura 21 - Representação esquemática dos escoamentos dos fluidos no evaporador	61

Figura 22 - Trocador de calor de placas brasadas para ar condicionado e refrigeração – Alfa Laval AC1000DQ	64
Figura 23 - Esquema de disposição dos tubos no Fan Coil; Relatório interno – PARISE, J.A.R	66
Figura 24 - Representação do Fan Coil.....	67
Figura 25 - Evaporador do tipo split coil – RE-30 Rifled Air Conditioning.....	69
Figura 26 – Esquema de localização dos trocadores de calor e compressor referentes ao sistema de condicionamento de ar proposto	71

Lista de tabelas

Tabela 1 - Área correspondente à cada superfície do veículo, Martinelli Junior (2008)	32
Tabela 2 - Características das superfícies que compõem a carroceria, Martinelli Junior (2008).....	32
Tabela 3 - Características dos materiais que compõem a carroceria.....	33
Tabela 4 - Condições do ar atmosférico no Rio de Janeiro, ABNT NBR 16401-1:2008 – Tabela A.6	34
Tabela 5 - Calor liberado por pessoas, ABNT NBR 06401:1980.....	38
Tabela 6 - Especificações técnicas do condicionador de ar rooftop SPHEROS CC 305	39
Tabela 7 - Resultados dos cálculos de carga térmica	41
Tabela 8 - Capacidade térmica de aparelhos de refrigeração rooftop para ônibus urbano, Martinelli Junior (2008).....	41
Tabela 9 - Coeficientes Lineares para a fração volumétrica de nanopartículas	54
Tabela 10 - Dados técnicos referentes ao compressor Bitzer 4TFCY.....	55
Tabela 11 - Parâmetros geométricos do Condensador	56
Tabela 12 - Correlações para os coeficientes de transferência de calor associados ao refrigerante escoando no interior dos microcanais.....	58
Tabela 13 - Correlação para o coeficiente de transferência de calor do lado do ar no condensador	58
Tabela 14 - Resultados para os coeficientes e áreas de transferência de calor para o condensador	60

Tabela 15 - Dimensões do Condensador	60
Tabela 16 - Parâmetros geométricos do Evaporador de placas.....	62
Tabela 17 - Resultados para os coeficientes de transferência de calor do refrigerante e nanofluido.....	63
Tabela 18 - Dimensões do Evaporador	64
Tabela 19 - Parâmetros Geométricos do Fan Coil	65
Tabela 20 - Coeficientes de transferência de calor para o fan coil	69
Tabela 21 - Dimensões do fan coil	69
Tabela 22 - Dados técnicos do evaporador split coil – RE-30 Rifled Air Conditioning	70

Lista de símbolos

a_0	Coeficiente linear referente ao nanofluido	—
a_1	Coeficiente linear referente ao nanofluido	—
A	Área	m^2
abs	Absortividade da superfície	-
A_D	Área da divisória	m^2
A_v	Área do vidro	m^2
b	Passo entre as placas	m
B_o	Número de Boiling	-
C_{min}	Capacidade calorífica mínima	kW
C_o	Número de Convecção	-
c_p	Calo específico	$kJ/(kg K)$
ΔT_{max}	Variação máxima de temperatura	K
d_h	Diâmetro hidráulico	m
F_δ	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	$kg/(m^2 s)$
h	Entalpia	kJ/kg
I	Corrente consumida pelo motor de ventilação	A
I_D	Incidência solar direta	W/m^2
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	Número de pessoas	-
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	-
P	Pressão	kPa
P_c	Passo entre as corrugações da placa	m
P_h	Altura do microcanal	m
Pr	Número de Prandtl	-
P_{red}	Razão de pressão sobre pressão crítica	-
P_w	Largura do microcanal	m
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	kW
\dot{Q}_{motor}	Taxa de transferência de calor referente ao motor	kW
\dot{Q}_k	Taxa de transferência de calor referente à condução	kW

\dot{Q}_s	Taxa de transferência de calor referente às superfícies transparentes	kW
Re	Número de Reynolds	-
R_c	Resistência à condução	$(m^2K)/K$
r	Umidade relativa	-
r_{comp}	Razão de compressão	-
R_t	Resistência total (condução + convecção)	$(m^2K)/K$
s	Entropia	$kJ/(kg\ K)$
σ_f	Densidade das aletas	m^{-1}
S_T	Passo transversal entre tubos	m
S_L	Passo longitudinal entre tubos	m
T	Temperatura	K
T_{ext}	Temperatura externa	K
T_δ	Espessura do tubo plano	m
T_H	Altura do tubo plano	m
T_i	Temperatura interna	K
T_{se}	Temperatura da superfície externa	K
T_W	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
V_d	Volume deslocado do compressor	m^3
Vol	Volume	m^3
$Volt$	Tensão aplicada aos terminais do motor de ventilação	V
w	Umidade absoluta	-
\dot{W}	Taxa de trabalho	kW
x	Fração mássica de vapor ou título	-
z	Variação de altura	m

Símbolos Gregos

α	Coeficiente de transferência de calor	$kW/(m^2K)$
β	Ângulo 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	-

Sub-índices e abreviaturas

<i>a</i>	Ar
<i>cd</i>	Condensador
<i>ch</i>	Canais
<i>comp</i>	Compressor
<i>D</i>	Profundidade
<i>des</i>	Dessuperaquecimento
<i>e</i>	Entrada
<i>eff</i>	Efetiva
<i>eva</i>	Evaporador
<i>ext</i>	Externo
<i>equip</i>	Equipamento
<i>f</i>	Aleta
<i>ff</i>	Escoamento livre
<i>f_b</i>	Fluido base
<i>fc</i>	Fan coil
<i>H</i>	Altura
<i>int</i>	Interno
<i>isen</i>	Isentrópica
<i>l</i>	Latente
<i>l</i>	Líquido
<i>L</i>	Longitudinal
<i>lo</i>	Apenas líquido
<i>lv</i>	Vaporização
<i>lim</i>	Limite
<i>max</i>	Máximo
<i>mc</i>	Microcanais
<i>min</i>	Mínimo
<i>nf</i>	Nanofluido
<i>np</i>	Nanopartícula
<i>pl</i>	Placa
<i>ren</i>	Renovação

<i>ref</i>	Refrigerante
<i>s</i>	Saída
<i>sf</i>	Fluido secundário
<i>sub</i>	Sub-resfriamento
<i>sv</i>	Sensível
<i>T</i>	Transversal
<i>ths</i>	Transferência de calor total
<i>t_p</i>	Bifásico
<i>v</i>	Vapor
<i>vc</i>	Volume de controle
<i>w</i>	Água
<i>W</i>	Largura

1. Introdução

O conceito de desenvolvimento sustentável vem sendo difundido e ganhando importância nas últimas décadas, e recentemente tornou-se prioridade quando se fala sobre desenvolvimento e inovação. Proteção do meio ambiente representa o princípio fundamental de desenvolvimento sustentável para a sociedade. O propósito de proteção ao meio ambiente parte do pressuposto de manter um balanço ecológico onde previne-se e se estabelece um controle de poluição a fim de se garantir qualidade de vida para geração presente e futura. Visando o desenvolvimento sustentável foi necessário estabelecer um controle com órgãos reguladores e indicadores de impacto ambiental de atividades.

Nos últimos trinta anos a União Europeia vem adotando um conjunto de leis e regulamentos que visam a proteção do meio ambiente, adotando programas para conter e diminuir os efeitos causados pela poluição como regulamento de níveis de emissão permitidos para indústrias.

Vazamentos de fluidos refrigerantes oriundos de sistemas de refrigeração, são causadores de impacto direto ao meio ambiente. A liberação desses gases na atmosfera é responsável pela diminuição da concentração de ozônio e também para o aquecimento global causado pelo efeito estufa. Evitar vazamentos de refrigerantes é fundamental não apenas pelo seu impacto direto na poluição, mas também pela eficiência energética de um sistema.

1.1. Histórico dos Fluidos Refrigerantes

A arquitetura de um sistema de refrigeração é extremamente dependente do refrigerante aplicado. Na escolha de refrigerantes se faz necessário avaliar não apenas sua capacidade de transferência de calor, mas também, sua estabilidade química dentro das condições em que o refrigerante é aplicado, além de um estudo de risco acerca da implementação do mesmo em sistemas de refrigeração. Flamabilidade e toxicidade são questões importantes para determinar a escolha de

um gás refrigerante a ser implementado, além de eficiência, compatibilidade com óleos lubrificantes, equipamentos, materiais e o seu custo total de implementação.

A Figura 1 apresenta em um desenho esquemático a evolução dos fluidos refrigerantes utilizados durante os anos.

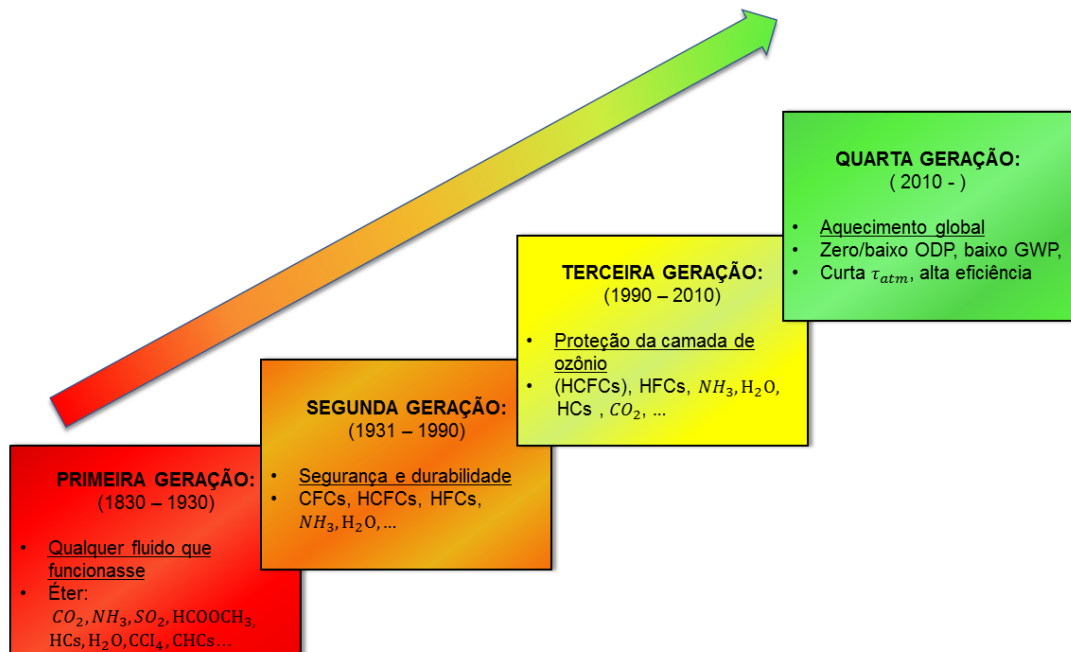


Figura 1 - Evolução dos Fluidos Refrigerantes; Calm (2008)

A primeira geração de fluidos refrigerantes, caracterizada pelo uso de “qualquer fluido que funcionasse”, sendo eles majoritariamente voláteis e apresentando níveis altos de toxicidade ou inflamabilidade, ou até mesmo ambos, eram também altamente reativos. Portanto acidentes eram comuns, e fez-se necessária a introdução da segunda geração de refrigerantes (CALM, 2008).

A introdução da segunda geração de refrigerantes promoveu maior segurança para sistemas de refrigeração, portanto foram eliminados refrigerantes instáveis, tóxicos e inflamáveis. A segunda geração de fluidos refrigerantes foi dominada pela implementação dos clorofluorcarbonetos (CFCs) e hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs) (CALM, 2008).

A segunda geração de refrigerantes denominados como CFCs (R12, R11 e R13), substituiu os clássicos refrigerantes. Eles eram caracterizados por sua segurança por possuírem baixa inflamabilidade e por sua performance. CFCs surgiram nos anos 30 e sua produção foi interrompida pela descoberta que sua liberação causava a destruição de ozônio na atmosfera. Em conjunto com os CFCs os HCFCs como o R22 e a mistura R502 dominaram a segunda geração de refrigerantes. (CALM, 2008)

O uso de halocarbonetos (derivados clorados e fluorados do metano e do etano) como refrigerantes e agentes de sopragem de espumas e placas de isolamento remete à década de 50, embora só nas últimas décadas, descobertas científicas sobre seus efeitos na atmosfera tem começado a preocupar a comunidade internacional. O estudo destes compostos iniciou-se nos anos 30, e seu desenvolvimento deveu-se à necessidade de obter refrigerantes não tóxicos e não inflamáveis (HARBY, 2017).

A figura 2, apresenta a produção de refrigerantes halogenados por ano dispostos em uma linha do tempo. Nela é possível identificar as 2ª e 3ª gerações de fluidos refrigerantes e, particularmente a descontinuidade na produção dos CFCs.

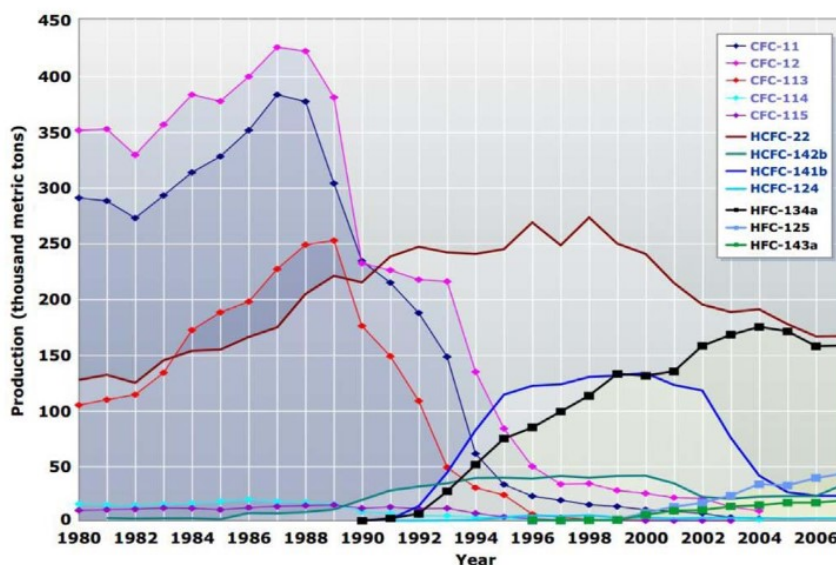


Figura 2 - Produção de refrigerantes halogenados por ano; Harby 2017

1.2. Fluidos Refrigerantes e seus Impactos Ambientais

Uma das preocupações de impacto ambiental é a destruição da camada de ozônio, esta que protege a atmosfera do planeta dos raios ultravioletas. Ela é de

suma importância para manter-se o equilíbrio ecológico. Sua destruição causada pela diminuição da concentração de ozônio na atmosfera apresenta impacto direto no meio ambiente.

Preocupações sobre o grande potencial de impacto dos fluidos refrigerantes na atmosfera, mais precisamente na destruição da camada de ozônio da estratosfera, resultou na eliminação progressiva dos refrigerantes (CFCs) e de substâncias químicas halogenadas contendo átomos de cloro, flúor ou bromo.

Os refrigerantes CFCs (clorofluorcarbonetos) são gases com grande impacto na destruição da camada de ozônio, enquanto os HCFCs (hidroclorofluorcarbonetos) embora não apresentem perigo para a camada de ozônio, quando liberados na atmosfera agravam o efeito estufa contribuindo para o aquecimento global.

O Protocolo de Montreal de 1987 banuiu o uso de refrigerantes CFCs, e atualmente apenas países em desenvolvimento ainda fazem uso destes, porém estes estão aos poucos sendo substituídos também (HARBY, 2017).

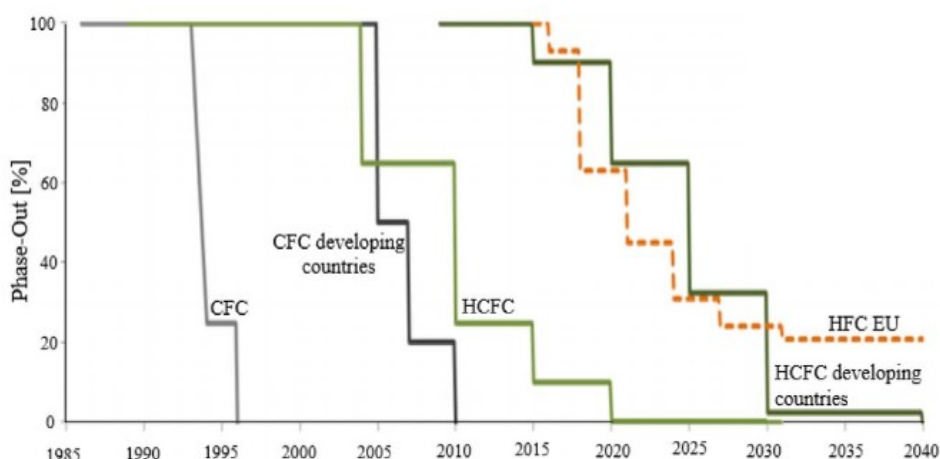


Figura 3 - Plano de eliminação dos refrigerantes halogenados de acordo com o Protocolo de Montreal; Harby (2017)

Pesquisadores e indústrias vêm procurando refrigerantes alternativos para substituir então os HCFCs em sistemas de compressão a vapor, visando alta eficiência energética e baixo impacto ambiental. É necessário avaliar então as propriedades termofísicas assim como indicadores de impacto ambiental em pesquisas de possíveis novos refrigerantes.

A operação de um sistema condicionador de ar automotivo apresenta impacto ambiental indireto (indicado por TEWI) associado ao consumo de combustível do

veículo. Primeiramente em virtude à queima adicional de combustível para acionar o compressor do sistema, em seguida pelo peso adicionado ao veículo relativo ao sistema de condicionamento, esteja ele em funcionamento ou não. Estes impactos convertidos em emissão de CO₂ somam-se às emissões diretas de refrigerante causadas por vazamentos no sistema e acidentes. Além disso o tempo total de operação do sistema depende das condições climáticas relacionas ao local geográfico, e época do ano pertinente à localização de circulação do veículo. (SHAH, 2009).

O indicador de potencial de destruição da camada de ozônio é chamado de ODP, e este foi baseado no potencial relativo do refrigerante R11, tendo ele um ODP de 1,0. Já o indicador de potencial de aquecimento global é descrito pela sigla GWP, e é relativo à habilidade de um reter energia radiativa comparada ao gás CO₂. Sendo assim novos refrigerantes se tornam desejáveis quando apresentam uma ODP de zero e um baixo valor de GWP. O LCCP, performance associada ao ciclo de vida climático de um sistema de compressão a vapor, adiciona ao TEWI efeitos de emissão direta e indireta associada a produção de determinado refrigerante. Sendo a indireta significativa, devido à possíveis altas pressões de condensação, que por sua vez, exigem alto consumo de energia, e conseqüentemente um alto valor de TEWI associado (SARBU, 2014).

Os HFCs não causam impacto na camada de ozônio e possuem propriedades similares aos CFCs e HCFCs e têm sido utilizados devido a sua estabilidade, baixa toxicidade e segurança para aplicações de grande porte, todavia apresentam GWP não desprezíveis (CALM, 2008).

Misturas contendo HCs oferecem baixo impacto ambiental e vem sendo consideradas possíveis substitutas para os antigos gases refrigerantes, e podem ser aplicadas a sistemas como “drop-in”, onde um novo refrigerante substitui o original em seu sistema. Contudo, misturas HC apresentam de moderado a alto nível de inflamabilidade o que limita a sua aplicação em determinados sistemas, principalmente em equipamentos que demandam grande volume de refrigerantes (CALM, 2008).

De acordo com Sarbu 2014, considerando o impacto ambiental, se torna desejável refrigerantes que apresentem:

- Baixo ou zero ODP;
- Ciclo de vida relativamente baixos na atmosfera;

- Baixo GWP;
 - Potencial de boa eficiência energética, quando aplicado em um sistema;
 - Propriedades adequadas de segurança;
- Baixo TEWI e LCCP quando aplicado em sistemas;

1.3. Sistemas de Condicionamento de Ar Automotivos

De acordo com a ASRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers), condicionamento de ar é a ciência de controle de temperatura, umidade, movimento e limpeza do ar dentro de um ambiente. Sendo este conceito aplicado a um sistema automotivo, o mesmo significa condições controladas de circulação de ar, umidade, temperatura e ventilação aplicadas, a fim de garantir um ambiente confortável para passageiros e motorista, no interior da cabine de um veículo.

Sistemas de condicionamento de ar são caracterizados como sistemas de compressão de vapor. Cada um de seus componentes apresenta uma função, sendo a do compressor a primordial. Os principais componentes do sistema de ar condicionado são:

1. Evaporador
2. Compressor
3. Condensador
4. Filtros Secadores/Acumuladores e Acumuladores de Sucção
5. Dispositivo de Expansão

Os cinco principais componentes são divididos em duas regiões de pressão: o lado de alta pressão e o lado de baixa pressão. Os pontos de divisão entre alta e baixa pressão ocorrem através do compressor e da válvula de expansão.

1.3.1. Componentes do Sistema

1.3.1.1. Compressor

O compressor é responsável por comprimir e pressurizar o gás refrigerante relativamente frio, proveniente da saída evaporador (linha de sucção), com a mínima

potência de acionamento possível, e disponibilizar o máximo de gás refrigerante à alta pressão e temperatura, ao condensador. Estas funções são quantificadas por eficiências isentrópica e volumétrica do compressor relativo. O compressor é acionado por uma correia que é ligada ao motor do veículo e por meio de uma embreagem eletromagnética que permite o acionamento e desligamento do sistema (SHAH, 2009).

1.3.1.2. Condensador

O condensador localiza-se a frente do radiador, e ele é responsável por resfriar o refrigerante à alta pressão e temperatura que vem do compressor, o liquefazendo, durante o processo de rejeição de calor para o meio externo ao veículo. Este resfriamento é possível porque o condensador troca calor com o ar proveniente ao ambiente exterior, que é soprado pelo ventilador do conjunto condensador/radiador, e que se encontra à uma temperatura inferior à do gás refrigerante. Durante esse processo é comum que o refrigerante apresente uma pequena queda de pressão. No condensador o refrigerante escoar do lado dos tubos, e o ar externo à parte frontal do veículo, escoar do lado aletado. O condensador pode ser dividido em três zonas onde classifica-se que o refrigerante passa por três processos distintos: o dessuperaquecimento, a condensação e o subresfriamento. Durante esses processos o refrigerante transfere calor para o ar, e dependendo da quantidade de calor que é rejeitada, se faz necessário um determinado tipo de design para o condensador (SHAH, 2009).

1.3.1.3. 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 ar da cabine de passageiros.

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).

1.3.1.4. Filtros Secadores/Acumuladores e Acumuladores de Sucção

Filtros secadores/acumuladores e acumuladores de sucção são dispositivos do tipo reservatório que tem quase a mesma aparência exterior. No entanto, as funções e localização no sistema dos dois dispositivos são um tanto diferentes. O filtro secador/acumulador é responsável por armazenar uma quantidade de refrigerante no estado líquido para garantir o fornecimento de refrigerante líquido para TXV. O acumulador de sucção tem como função acumular qualquer quantidade de refrigerante em estado líquido que não tenha vaporizado por completo no evaporador, protegendo assim o compressor contra retorno de líquido. Com características semelhantes, ambos componentes também tem a função de filtro e removedor de umidade do sistema (SCHNUBEL, 2012).

1.3.1.5. Dispositivo de expansão

O sistema de refrigeração por compressão de vapor precisa de um dispositivo de expansão que controle a passagem do refrigerante para o evaporador. No mercado automobilístico, os dispositivos de expansão mais comuns são a válvula de expansão termostática e tubo de orifício calibrado (SANTOS, 2005).

1.4. Arquiteturas de Sistemas de Ar Condicionado Automotivos

Há duas principais arquiteturas de sistemas condicionadores de ar automotivos: TXV-RD E OT-AD. Os componentes dos sistemas TXV-RD E OT-AD são ilustrados na Figura 4 a) e b) respectivamente.

No sistema TXV-RD a vazão de refrigerante é controlada por uma válvula de expansão termostática (TXV, válvula de expansão em bloco ou TEV, válvula de expansão de bulbo externo) por meio do monitoramento do grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador. O acumulador secador (RD) é instalado antes da TXV para a separação do refrigerante líquido/vapor e armazenar refrigerante

necessário durante o resfriamento nos repentinos aumentos de carga térmica. Nos sistemas OT-AD, funções similares são alcançadas por um tubo de orifício constante (OT), instalado antes do evaporador e do acumulador secador (AD). Presença de umidade no refrigerante nos ciclos dos sistemas de A/C pode causar corrosão no evaporador, entupimento no orifício da TXV ou no tubo de orifício. Portanto uma bolsa contendo material dessecante é colocada no interior do RD e do AD dos sistemas já mencionados (SHAH, 2009).

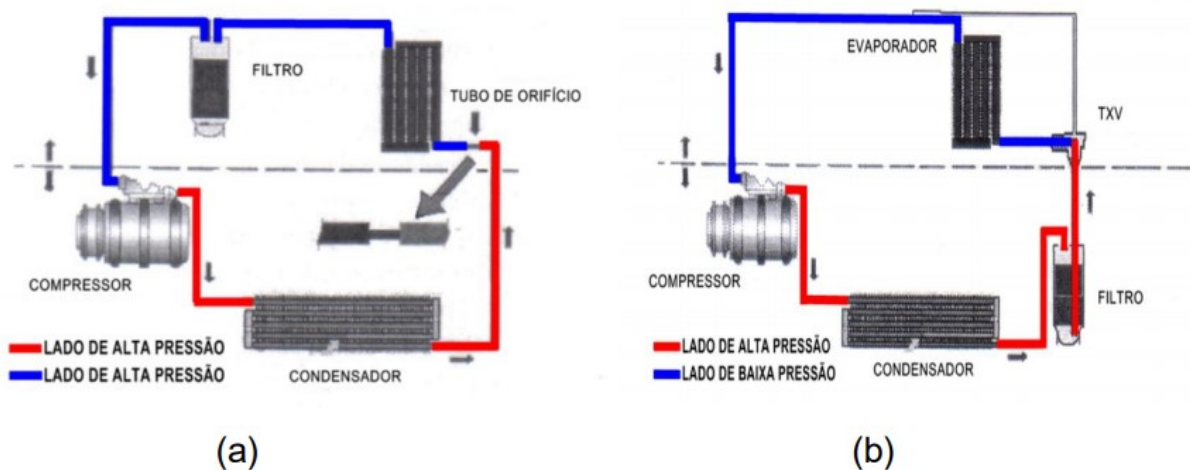


Figura 4 - Principais tipos de sistemas de condicionamento de ar automotivos:

1.5. Sistemas de Ar condicionado para Ônibus Urbanos

Usualmente sistemas de climatização em ônibus urbanos são do tipo unidades “roof-top”, ou seja, possuem uma unidade onde o condensador e evaporador encontram-se juntos, e instalados no teto do veículo. Enquanto isso, o compressor que aciona o sistema está localizado no compartimento do motor, ao mesmo tempo que o controlador que liga e desliga o aparelho e realiza o ajuste de temperatura, situa-se no painel do veículo para controle do motorista.

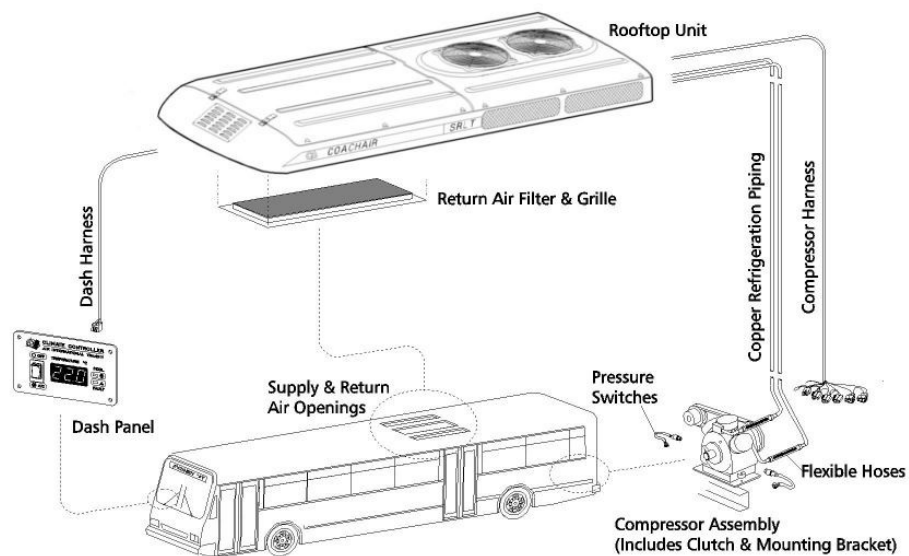


Figura 5 - Esquema de instalação de um sistema de ar condicionado tipo “roof-top” para ônibus

As figuras 6 e 7 apresentam um modelo típico para instalação em ônibus urbano da Spheros.

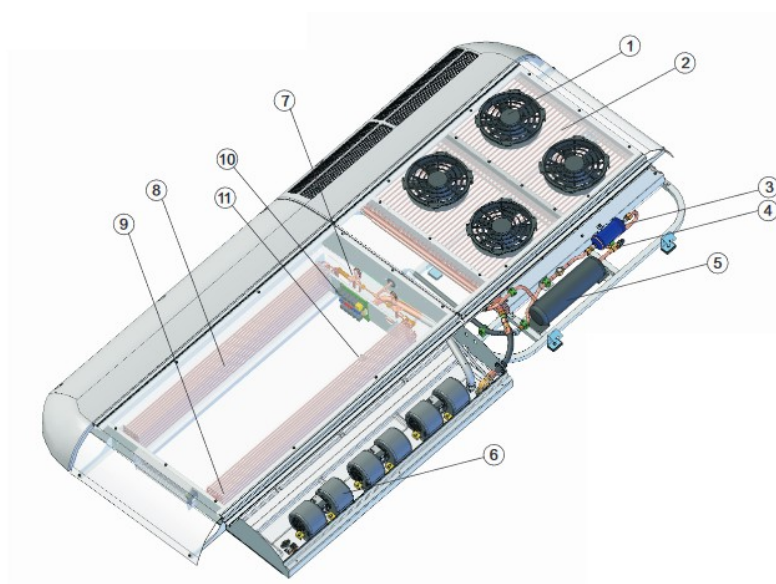


Figura 6 - Visão isométrica do aparelho de ar condicionado modelo: Spheros rodoviário – urbano CC 305/CC 335/CC 355

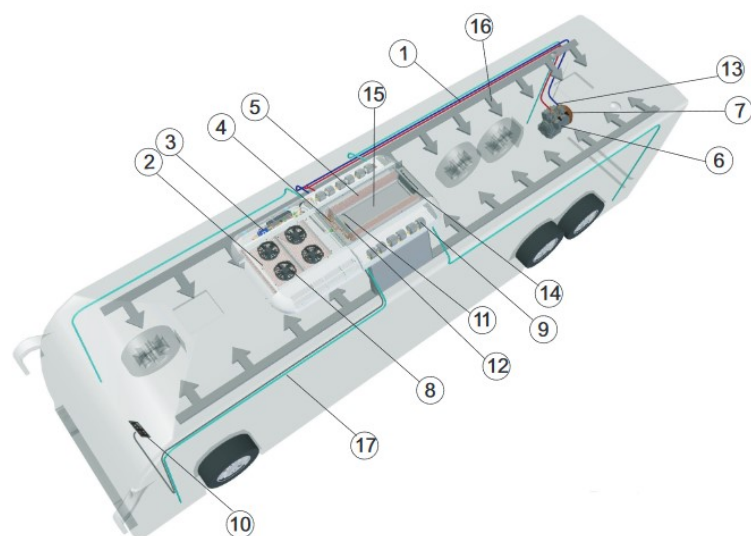


Figura 7 - Esquema de instalação do aparelho de ar condicionado modelo: Spheros rodoviário
– urbano CC 305/CC 335/CC 355

Legenda:

1. Fluido refrigerante
2. Condensador
3. Filtro secador
4. Válvula termostática de expansão
5. Evaporador
6. Compressor
7. Acionamento do compressor
8. Ventilador do condensador
9. Ventilador do evaporador
10. Controlador
11. Sensor de temperatura
12. Placa de reles
13. Pressostatos
14. Renovação de ar
15. Filtro de ar
16. Circulação de ar
17. Drenos

1.6. Histórico dos Refrigerantes Aplicados em Sistemas de Ar Condicionado Automotivos

O refrigerante aplicado nos primeiros sistemas de condicionamento de ar automotivos foi o R12 que após sua invenção em 1928 pela GM, foi instalado no primeiro protótipo, um Cadillac de 1939. A Packard Motor Company (que mais tarde se fundiu à Chrysler), foi a primeira empresa a oferecer o primeiro sistema de condicionamento de ar automotivo com modo de resfriamento para o verão, e aquecimento durante o inverno, que operava com o R12. O primeiro protótipo de sistema para ônibus foi desenvolvido em 1934 pela junção de duas empresas norte-americanas (SHAH, 2009).

O R12 foi o principal refrigerante utilizado em sistemas de ar condicionado automotivo até as Nações Unidas adotarem o Protocolo de Montreal em 1987. Em consequência, nos anos 90, o R12 foi substituído pelo R134a que passou a ser produzido e implementado em sistemas automotivos.

O GWP dos refrigerantes não era uma preocupação na época em que ocorreu a substituição do R12 para o R134a, ainda que este apresente um GWP significativamente inferior ao do R12.

Foi determinado pela União Europeia que os fluidos refrigerantes para novos modelos de veículos a partir de 2011 apresentem um GWP de 150 ou menos. Portanto novos refrigerantes foram e vêm sendo propostos e pesquisados, a fim de se determinar qual substituirá o R134a em sistemas de ar condicionado automotivos.

1.7. Refrigerante HFO-1234yf

Pesquisas vem sendo realizadas para se obter mais informações acerca da aplicação do refrigerante HFO-1234yf em sistemas de refrigeração, e este aparenta ser o melhor refrigerante para aplicações drop-in por apresentar propriedades próximas ao R134a como ilustrado pela figura 8.

Table 6 – Main properties of R1234yf and R134a.			
No.	Property	R1234yf	R134a
1	Chemical formula	$\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$
2	Boiling point, t_{on} [°C]	–29	–26
3	Critical temperature t_{cr} [°C]	95	102
4	Liquid density, ρ_l at 25 °C [kg m ³]	1094	1207
5	Vapour density, ρ_v at 25 °C [kg m ³]	37.6	32.4
6	ODP	0	0
7	GWP	4	1300

Figura 8 - Propriedades Principais dos Refrigerantes R 1234yf e do R134a, Harby (2017)

A Honeywell em conjunto com a DuPont realizou um estudo em 2008 sobre o HFO-1234yf e destacaram que ele apresenta propriedades excelentes em relação à possíveis impactos ao meio ambiente, possuindo um GWP de 4, e ODP igual a zero, e ainda um LCCP favorável. Este estudo concluiu também que o refrigerante apresenta baixa toxicidade, performance de sistema muito similar ao R134a, entretanto apresenta um leve nível de flamabilidade. Contudo este nível de flamabilidade foi classificado como manejável, e após uma investigação experimental, concluiu-se que a possibilidade de ignição é bastante baixa.

Navarro-Esbrí et al. (maio, 2013) realizaram uma análise experimental aplicando o R1234yf como drop-in em um sistema de compressão de vapor para o R134a. Em seu estudo concluíram que a transferência de calor era em torno de 9% menor, e o COP apresentou uma redução de 19% em relação ao obtido utilizando o R134a.

Posteriormente Navarro-Esbrí et al. (setembro, 2013) realizaram uma análise experimental da influência de um trocador de calor interno aplicado a um sistema de compressão de vapor, operando com o refrigerante R1234yf como drop-in para o R-134a. Em seu estudo, concluíram reduções no COP de 6 a 13% com a substituição do R134a, entretanto, com a inclusão do trocador interno, a redução do COP passou para 2 a 6%.

Minor, Herrmann e Gravell (2010) avaliaram através de um estudo as características de flamabilidade do refrigerante HFO-1234yf. Eles desenvolveram um modelo CFD de vazamento do refrigerante, para o compartimento de passageiros em um veículo automotivo, assumindo duas hipóteses: vazamento de toda a carga de refrigerante pelos ventiladores do sistema de refrigeração, ou vazamento pela

ventilação do piso do veículo. Seu modelo foi baseado para uma cabine de passageiros de um Ford Crown Victoria de 2001 que, de acordo com o artigo, apresenta o pior caso de design para um carro (maior razão de carga de refrigerante por volume interno do veículo). Foram avaliados também parâmetros adicionais de flamabilidade, como a velocidade de queima e a mínima energia de ignição necessária.

1.8. Motivação do Trabalho

Ainda que determinado baixo nível de flamabilidade para a aplicação do HFO-1234yf como fluido refrigerante, este nível é ainda não desprezível, e sendo assim é prudente adotar algumas medidas de segurança ao sistema de condicionamento de ar, visto que vazamentos podem ocorrer.

Uma possível medida de segurança é isolar o fluido refrigerante de forma que o mesmo fique confinado ao compartimento do motor, atrás da “parede de fogo” evitando assim o vazamento do refrigerante para a cabine de passageiros.

Dessa forma propõe-se a aplicação de um sistema de refrigeração indireto com um loop secundário, onde o fluido refrigerante inflamável, mantém-se no compartimento do motor e um fluido secundário percorre o modelo “roof top” de refrigeração automotiva.

Justifica-se o desmembramento do sistema de refrigeração clássico em um ciclo primário e secundário para aplicação em ônibus, por garantir maior segurança aos passageiros, visto que a implementação do novo refrigerante HFO-1234yf apresenta riscos por causa de sua flamabilidade.

Sendo assim é proposto o confinamento do ciclo primário de refrigeração ao compartimento do motor, de forma que o fluido refrigerante com potencial de flamabilidade, não circule na parte superior do veículo, sendo contido então atrás da “barreira de fogo” (fire-wall) do veículo.

2. Nanofluidos em sistemas de refrigeração

Nanofluidos são compostos de um fluido base e partículas sólidas, de dimensões nanométricas em suspensão que possuem elevada condutividade térmica.

Esta característica faz com que os nanofluidos sejam considerados para aplicação como fluidos térmicos, fluidos favoráveis à aplicação em sistemas onde se procura grande transferência de calor. Nanofluidos, termo apresentado primeiro por Choi (1995).

Nanofluidos vem sido vistos como a próxima geração de fluidos de transferência de calor, por apresentarem melhor desempenho em troca de calor em comparação à líquidos puros (LOAIZA, 2009).

O número de pesquisas publicadas em jornais e revistas científicas acerca da aplicação de nanofluidos em sistemas de refrigeração, vem aumentando evidenciando uma tendência de que estes podem ser a próxima geração de fluidos de transferência de calor (LOAIZA, 2009)

Suas características termo-físicas são bastante desejáveis para aplicação sistemas onde se faz necessário uma maior transferência de calor possível. Com a suspensão de partículas sólidas de alta condutividade térmica em um fluido base, eleva-se o potencial de troca de calor do respectivo fluido. Entretanto seu potencial não depende apenas na condutividade térmica do fluido térmico, mas também da sua respectiva viscosidade dinâmica (LOAIZA, 2009)

Os nanofluidos são visualizados como parte da próxima geração de fluidos de transferência de calor por oferecerem novas possibilidades de aumento do desempenho térmico quando comparados a líquidos de transferência de calor convencionais. Na última década, a comunidade mundial de pesquisadores vem apresentando um interesse no estudo dos nanofluidos, interesse este que cresce apreciavelmente a cada ano (BENITO, 2012).

2.1. Nanofluidos como fluidos secundários

Pesquisas vem sendo realizadas acerca da utilização de nanofluidos como fluido secundário para refrigeração.

Loaiza (2009) estudou numericamente a utilização de nanofluidos como fluidos secundários em sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Ele desenvolveu um modelo de simulação de um sistema água-água com compressor alternativo e condensador e evaporador de tubo duplo reto, aplicando o método de multi-zonas. Loiaza concluiu que para um sistema típico de refrigeração, o uso de nanofluidos como

fluidos secundários pode levar a uma redução de até 6% na área do evaporador, quando comparado com o fluido-base convencional.

Benito (2012) realizou um estudo analisando a aplicação de nanofluidos como fluidos térmicos, especificamente como fluidos secundários, em sistemas de refrigeração indiretos por compressão de vapor. Desenvolvendo um modelo de simulação realista, Benito realizou um estudo de análises energética e exergética além de estudar a questão termoeconômica da aplicação de nanofluidos à sistemas de refrigeração indiretos. A simulação de Benito apresentou resultados próximos à dados experimentais. Benito avaliou o impacto de um parâmetro característico dos nanofluidos, a concentração volumétrica de partículas, no desempenho termodinâmico global do sistema. Os coeficientes de desempenho do ciclo de refrigeração do sistema, e a eficiência racional aumentaram com a concentração, comportamento que foi alterado à medida que aumentava o comprimento equivalente do ciclo secundário. O estudo indicou também a grande importância do trocador de calor secundário sobre o sub-sistema em relação a irreversibilidade total do sistema. Foi concluído também o alto custo associado à aplicação de nanofluidos em sistemas indiretos de refrigeração, dado pelo alto custo atual de obtenção das nanopartículas, porém há chances de um barateamento da mesma no futuro.

Um primeiro trabalho experimental utilizando nanofluido como fluido secundário foi realizado por Vasconcelos et al (2017).

3. Veículo

3.1. Definição do veículo

Hipóteses assumidas:

- Regime permanente, ou seja, temperaturas em equilíbrio;
- Condução unidimensional através de paredes e vidros, em sua direção normal;
- Desconsideração das trocas de calor por radiação das superfícies opacas;
- Convecção externa modelada com superfícies sendo placas planas isotérmicas inclinadas ou não ao escoamento;

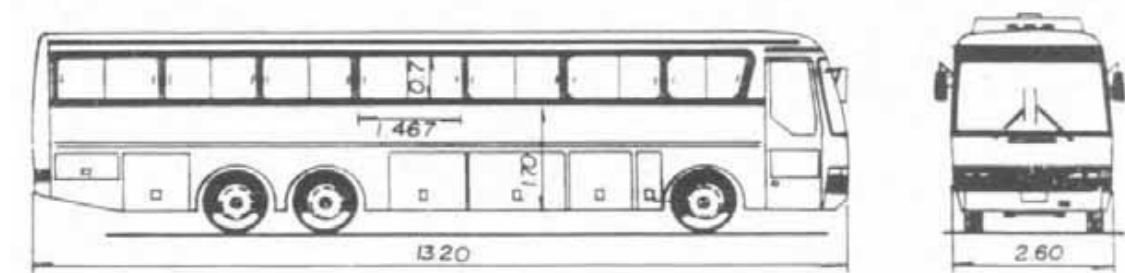


Figura 9 - Principais Medidas do Ônibus Modelo 0371-RSD, Stancato (1992)

Dados do ônibus:

- Fabricante: Mercedes-Benz do Brasil;
- Modelo 0371-RSD;
- Largura: 2,60 m;
- Altura: 1,70 m (do assoalho do bagageiro até a base das janelas);
- Comprimento Total: 13,2 m;
- Comprimento das Janelas Laterais: 1,467 m;
- Altura das Janelas Laterais: 0,7 m;
- 44 lugares para passageiros;

É importante ressaltar que ainda que o modelo de ônibus esteja um tanto desatualizado, suas dimensões estão ainda coerentes com a faixa determinada pela NBR.

3.2. Características do veículo

A tabela 1 apresenta as dimensões das superfícies referentes ao modelo ônibus estudado.

Tabela 1 - Área correspondente à cada superfície do veículo, Martinelli Junior (2008)

Superfícies transparentes (vidro)	Área (m^2)	Superfícies opacas	Área (m^2)
Janela lateral	7,69	Assoalho	30,94
Para-brisa	3,73	Frente	1,94
Porta	1,05	Lateral direita	17,97
-	-	Lateral esquerda	17,32
-	-	Traseira	2,61

Com exceção do assoalho da cabine do veículo, todas as paredes são compostas por chapas de aço, isolante termo-acústico e revestimento interno. As chapas variam de 1 a 2 mm de espessura e o revestimento é construído de Duraplac (5mm) ou plástico (Stancato, 1992). O revestimento do ônibus pode ser considerado conforme a tabela 2.

Tabela 2 - Características das superfícies que compõem a carroceria, Martinelli Junior (2008)

Superfícies	Materiais	Espessuras (mm)
Assoalho (Proteção)	Chapa de aço	3
Assoalho	Madeira	16
Laterais direita e esquerda	Isopor	40
Parede traseira	Isopor	30
Teto	Lã de vidro	30
Janelas	Vidro	5

Como algumas superfícies do veículo são compostas por mais de um material, a figura 10 ilustra em um esquema simplificado, a composição de cada superfície da carroceria. Todas as medidas cotadas na figura 10 encontram-se em milímetros.

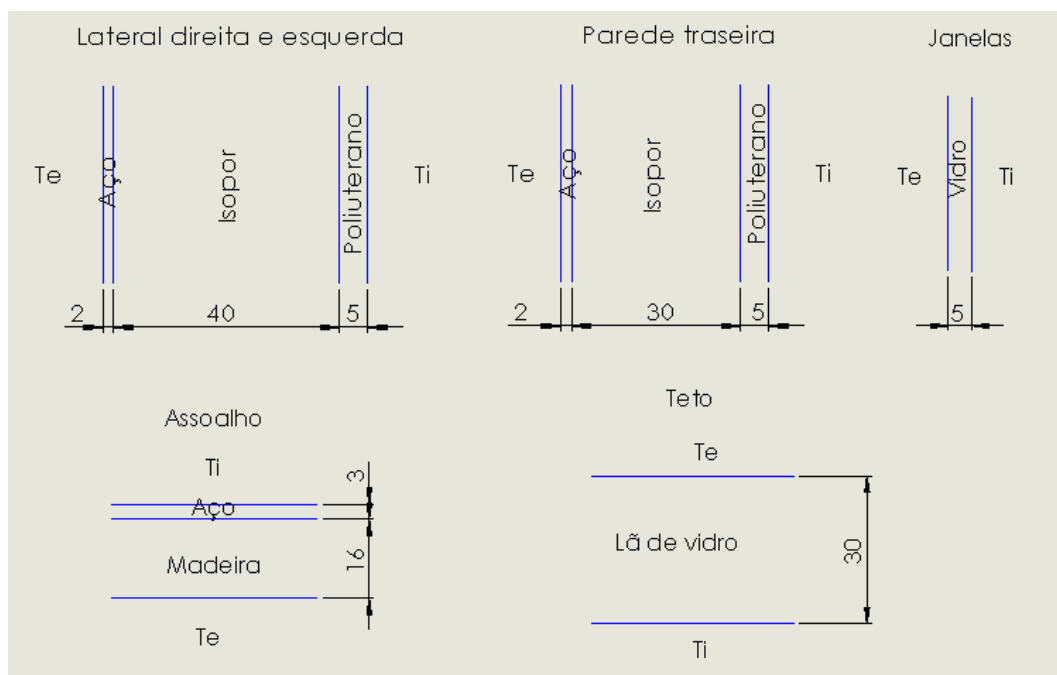


Figura 10 - Esquema da composição das superfícies da carroceria

Tabela 3 - Características dos materiais que compõem a carroceria

Características dos materiais		
	k ($W/m.K$)	α
Aço	55	0,6
Isopor	0,035	-
Lã de vidro	0,030	-
Madeira	0,10	-
Poliuterano	0,023	-
Vidro	1,00	0,07

3.3. Condições de Operação

Definiu-se que o ônibus estudado circula na cidade do Rio de Janeiro e apresenta condições de ambiente externo de acordo com a norma ABNT NBR 16401-1 (2008), indicadas na tabela 4.

Tabela 4 - Condições do ar atmosférico no Rio de Janeiro, ABNT NBR 16401-1:2008 – Tabela A.6

Rio de Janeiro (Galeão)					
Latitude: 22,82 S ; Longitude: 43,25 W ; altitude 6 m					
Mês:	Pressão atmosférica (kPa)	TBS (°C)	TBU (°C)	TPO (°C)	w
fevereiro	101,25	38,1	28,1	27,1	22,9

Onde w é a umidade absoluta do ar atmosférico dado em (g/kg de ar seco).

3.4. Conforto térmico

Visando o conforto térmico do motorista e passageiros do veículo, foi estabelecida como temperatura para o interior do veículo, 23 °C, que condiz com temperaturas de conforto apresentadas por estudos acerca do tema.

3.5. Carga térmica

Para realizar o dimensionamento dos trocadores de calor do sistema de ar condicionado proposto, é necessário avaliar os ganhos de calor para determinar a carga térmica que o sistema deverá retirar do veículo.

Os cálculos de carga térmica foram feitos baseados no equacionamento apresentado em (SANTOS, 2005).

3.5.1. Condução através de paredes externas e vidros

O cálculo de ganho de calor por condução (\dot{Q}_k) é feito com base nas temperaturas das superfícies externas ao veículo (T_{se}), e seu equacionamento segue de acordo com as correlações apresentadas em Stancato (1992).

$$\dot{Q}_k = \frac{(T_{se} - T_i)}{R_t} \times A \quad (3.1)$$

$$T_{se} = T_e + \frac{abs I_D}{\alpha_{ext}} \quad (3.2)$$

$$R_t = R_c + \frac{1}{\alpha_i} \quad (3.3)$$

$$R_c = \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{k_i} \quad (3.4)$$

Neste trabalho, para o coeficiente de convecção interno foi adotado o valor recomendado pela ASHRAE (2001) de $8 \text{ W/m}^2.K$ para convecção natural em ambientes ventilados (embora à altas velocidades de insuflação de um ônibus, possa resultar em valores maiores de α_i).

Como as temperaturas das superfícies externas da carroceria do ônibus, são calculadas em função de seus respectivos coeficientes de convecção externa, primeiramente torna-se necessário definir seus valores. Dessa forma, foram aplicadas equações de mecânica dos fluidos e transferência de calor de acordo com Incropera.

Primeiro foi calculado o número de Reynolds para determinar o tipo de escoamento do ar externo nas superfícies.

Para escoamento externo sob' uma placa plana, o número de Reynolds crítico onde ocorre a transição do escoamento da camada limite de laminar para turbulento, é dado pela equação (3.5).

$$Re_{x,c} \equiv \frac{\rho u_{\infty} x_c}{\mu} = 5 \times 10^5 \quad (3.5)$$

Assumindo que o veículo está em velocidade máxima, e sendo ela de 90 km/h, equivalente à 25 m/s. Foram calculados os números de Reynolds para as paredes laterais do ônibus e para suas janelas, modelando ambos como placa plana:

$$Re_L \equiv \frac{\rho u_\infty L}{\mu} \quad (3.6)$$

O número de Nusselt é um parâmetro adimensional importante que permite o cálculo do coeficiente de convecção de acordo com a equação (3.8).

$$Nu = f(x^*, Re_L, Pr) \quad (3.7)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} L}{k_f} \quad (3.8)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (3.9)$$

O escoamento na superfície da carroceria do veículo e em suas janelas foi caracterizado como turbulento, sendo assim aplica-se:

$$Nu_x = 0,0308 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3.10)$$

Para

$$0,6 \leq Pr \leq 60$$

3.5.2. Irradiação solar pelos vidros

Foram desprezados os cálculos de irradiação solar para as superfícies opacas já que seus valores de transmissividade são muito baixos quando comparados com superfícies transparentes, como o vidro. Assumiu-se o valor de 45° para o ângulo de incidência com que os raios solares inferem nas janelas e para-brisa do veículo.

$$\dot{Q}_s = I_D \cdot \tau_D \cdot A_v \cdot \cos\theta \quad (3.11)$$

3.5.3. Condução de calor no compartimento do motor

O motor, por sua dinâmica de funcionamento trabalha em elevadas temperaturas, característica própria devido à combustão interna. Por necessidade e estética, o mesmo é instalado em um compartimento relativamente isolado. O isolamento utilizado visa à diminuição de transmissão de ruído e calor para o ambiente interno. O ganho de calor ocorre por condução, apesar de ser pequeno em relação às demais cargas.

Em alguns modelos de ônibus pode-se sentir uma diferença na temperatura da parede quando esta faz fronteira com o compartimento do motor (MARTINELLI, 2008). Para este modelo de ônibus é considerado que o compartimento do motor esteja localizado na parte traseira do veículo abaixo, abaixo do assoalho, e isolado por uma “parede de fogo” (firewall).

$$\dot{Q}_{motor} = \frac{(T_{motor} - T_i)}{R_{t_{motor}}} \cdot A_D \quad (3.12)$$

Assumiu-se 70°C como a temperatura do ar no compartimento do motor e calculou-se a área da divisória do compartimento do motor (firewall) com base nas dimensões disponíveis do veículo.

Utilizando 0,43 como o valor da resistência total à condução do motor, apresentado em (SANTOS, 2005), estima-se a condução de calor no compartimento do motor do ônibus em questão.

3.5.4. Calor liberado por pessoas

Segundo Stancato (1992), um motorista de ônibus possui um metabolismo médio de 375W. O metabolismo dos passageiros foi obtido com base na tabela 5, considerando que um passageiro apresenta o mesmo metabolismo que uma pessoa no escritório, hotel, apartamento ou universidade, assume-se que seu metabolismo médio seja 113 de *kcal/h*.

Tabela 5 - Calor liberado por pessoas, ABNT NBR 06401:1980

Calor liberado por pessoas (kcal/h)		
Local	Metabolismo homem adulto	Metabolismo médio
Teatro, escola primária	98	88
Escola secundária	113	100
Escr., hotéis, apartamentos, univ.	120	113
Supermercados varejistas, lojas	139	113
Farmácias, drogarias	139	126
Bancos	139	126
Restaurante	126	139
Fábrica, trabalho leve	202	189
Salão de baile	227	214
Fábrica, trabalho moderadamente pesado	252	252
Boliches, fábricas, ginásios	378	365

$$\dot{Q}_{pessoas} = n. \dot{Q}_p + \dot{Q}_m \quad (3.13)$$

3.5.5. Equipamentos internos (motores, ventiladores e iluminação)

$$\dot{Q}_{equip} = Volt. I \quad (3.14)$$

De forma geral a carga térmica gerada pelo sistema de iluminação interna do veículo é pequena, sendo assim ela pode ser menosprezada nos cálculos realizados.

Sendo assim, a única fonte de carga térmica dos equipamentos internos considerada, foi o próprio motor do sistema de ventilação. Parte da energia elétrica entregue ao motor é convertida em calor devido à resistência elétrica e ao atrito entre o eixo e os mancais. Outra parte é transferida para o fluido, que ganha energia cinética e posteriormente se converte em variação de energia interna, à medida que o fluido perde velocidade no interior da cabine. Desta maneira a energia elétrica (trabalho) que a atravessa a fronteira do sistema, equivale ao seu ganho de calor (SANTOS, 2005).

Baseando o cálculo de carga térmica do motor elétrico do aparelho de ar condicionado, em um modelo rooftop de mercado para ônibus urbano, que utiliza o R134-a como refrigerante, utiliza-se os dados do fabricante de acordo com a tabela 6.

A tabela 6 apresenta um modelo de condicionador de ar rooftop para ônibus urbano do fabricante SPHEROS.

Tabela 6 - Especificações técnicas do condicionador de ar rooftop SPHEROS CC 305

Especificações técnicas		
Ar condicionado	Modelo	CC 305
	Capacidade de refrigeração	108000 BTU/h 32 Kw
	Tipo	R 134a
Gás refrigerante	Quantidade	7,5 kg*
	Modelo dos ventiladores	Centrífugo
Evaporador	Quantidade de ventiladores	6
	Vazão de ar	4200 m ³ /h
	Corrente nominal	69 A
	Modelo dos ventiladores	Axial
Condensador	Quantidade de ventiladores	3
	Vazão de ar	6800 m ³ /h
	Corrente nominal	27 A
	Modelo dos ventiladores	Axial

Compressor	Modelo (Tipo alternativo)	Bitzer 4TFCY
	Deslocamento	470 cm^3
	Máxima rotação permitida	3500 RPM
	Óleo lubrificante	027-00002-000
	Quantidade utilizada	500 ml
Embreagem	Tipo	Eletromagnética
	Voltagem	24 V
* a quantidade de gás refrigerante pode variar conforme a aplicação		

3.5.6. Infiltração e renovação de ar

Na tabela 5 da norma ABNT NBR 6401 (1980) é recomendado uma taxa de 13 m^3 (para um ambiente sem fumantes) por pessoa por hora, para a renovação de ar. Sendo assim, para o número máximo de passageiros mais o motorista (45 pessoas), calcula-se uma taxa necessária de 585 m^3/h de ar para renovação no veículo.

O equacionamento para a carga térmica devida a renovação de ar no veículo é dada por:

$$\dot{Q}_{ren} = \dot{m}_{ren}(h_{ext} - h_{int}) \quad (3.15)$$

Onde:

$$\dot{m}_{ren} = \frac{585 \text{ } m^3/h}{v_{ext}} \quad (3.16)$$

As propriedades termodinâmicas de entalpia do ar úmido interno e externo ao veículo, assim como o volume específico do ar úmido externo, foram calculadas pelo programa EES, de acordo com os dados de temperatura e umidade relativa respectivos.

3.5.7. Resultados

A tabela 7 apresenta os resultados para os resultados dos cálculos para cada ganho de calor, assim como sua soma que representa a carga térmica total que

deverá ser retirada do ônibus pelo sistema de ar condicionado para que seja estabelecida uma temperatura de 23 °C , em virtude do conforto térmico dos passageiros e motorista.

Os cálculos foram realizados em uma rotina no software EES.

Tabela 7 - Resultados dos cálculos de carga térmica

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

Stancato (1992) encontrou um valor de 18,791 kW (64175 BTU/h) para o cálculo de carga térmica referente ao mesmo veículo, porém circulando em Recife.

A tabela 8 apresenta a capacidade térmica de aparelhos de refrigeração, por compressão de vapor utilizados no condicionamento de ônibus de porte semelhante ao estudado.

Tabela 8 - Capacidade térmica de aparelhos de refrigeração rooftop para ônibus urbano, Martinelli Junior (2008)

Fabricante	Modelo	Capacidade Térmica	
		(kW)	(BTU/h)
Carrier	AC 343 III	27,8	95000
Climabuss	A30P	32,8	112000
ThermoKing	LRT-SP	36,6	125000

Spheros	Aerosphere 300 Tropical	35,0	120000
---------	----------------------------	------	--------

Verifica-se então que o cálculo feito por Stancato (1992) está bem abaixo da capacidade térmica dos aparelhos instalados nos ônibus urbanos. Enquanto os cálculos realizados no presente trabalho, ainda que também inferiores, se aproximam mais dos equipamentos instalados nestes veículos.

4. Sistema de Refrigeração

4.1. Modelo do Sistema

Um sistema indireto de refrigeração é dividido em dois circuitos: um com o refrigerante, ou fluido de trabalho de refrigeração, e outro com o fluido secundário. Além dos componentes do sistema tradicional de refrigeração, acrescenta-se no sistema indireto um fluido secundário, um ou mais trocadores de calor, tubos e bombas de circulação para este circuito secundário. Quando usado um sistema indireto, como o representado na figura 11, o evaporador convencional realiza a troca de calor entre o refrigerante e o fluido secundário. Um trocador de calor fornece o frio ao consumidor final e uma bomba de líquido garante a circulação pelo circuito secundário (BENITO, 2012).

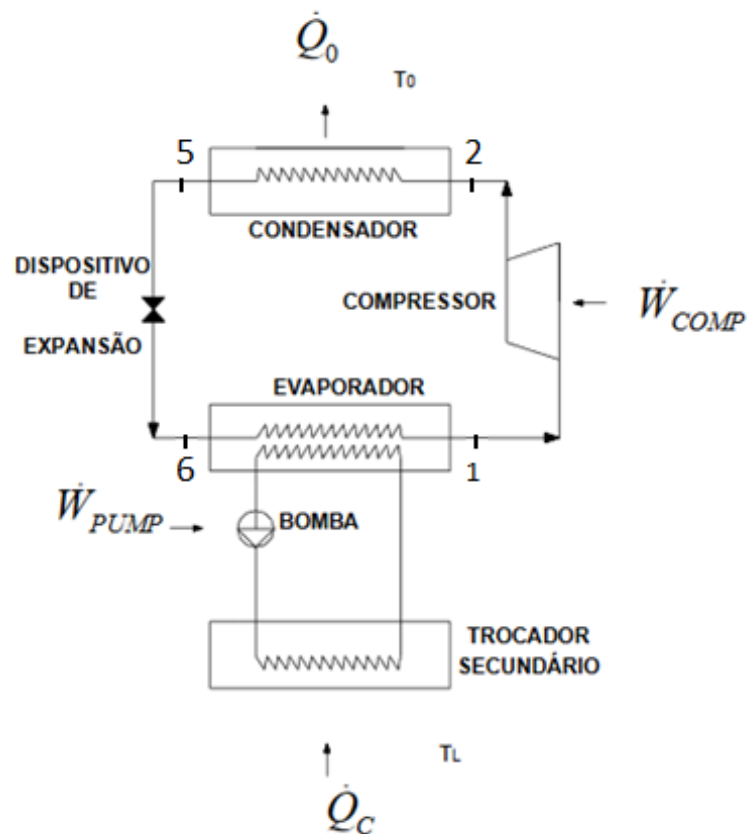


Figura 11- Modelo do Sistema de Refrigeração com o loop secundário para o ciclo indireto;
Benito, 2012

Dados de entrada do Sistema:

- Características do Compressor dadas pelo fabricante;
- Grau de Superaquecimento;
- Grau de Sub-resfriamento;
- Temperaturas de entrada do ar no Condensador e Fan Coil;
- Condições termofísicas do ar úmido;
- Temperaturas de Evaporação e Condensação;
- Propriedades termodinâmicas do fluido secundário;

4.2. Modelo Matemático

4.2.1. Volumes de controle

A seguir serão apresentadas as equações de conservação de massa e de energia aplicadas nos diferentes volumes de controle estudados no presente trabalho.

Conservação de massa aplicada a um volume de controle:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (4.1)$$

A equação (4.1) atende a um volume de controle com propriedades uniformemente distribuídas, e um número finito de seções de entrada e saída, cada uma com escoamento seccionalmente uniforme (LOAIZA,2015).

Para regime permanente, o termo $\frac{dm_{vc}}{dt} = 0$, e a equação (4.1) reduz-se a:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (4.2)$$

Sob' as mesmas hipóteses originais, a equação de conservação de energia para um volume de controle é:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_s \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (4.3)$$

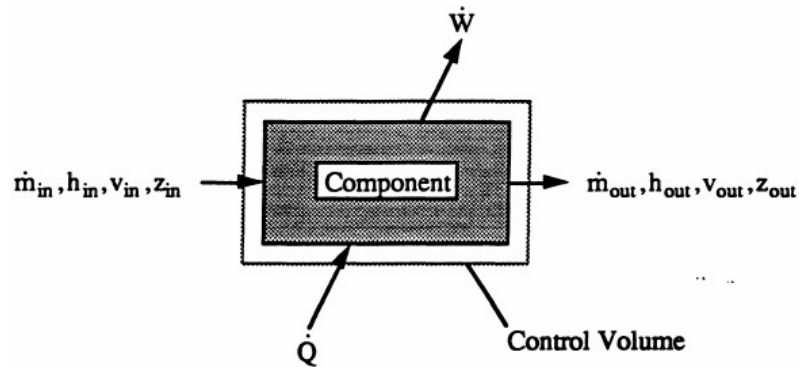


Figura 12 - Exemplo esquemático de um volume de controle, Wood et al. (1996)

Analisando o sistema estudado, as seguintes hipóteses são assumidas para cada componente do sistema:

- O sistema opera em regime permanente
- As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis

Com as hipóteses acima, o termo referente a variação da energia interna é zero. E as alterações em energia potencial e cinética são desprezadas por apresentarem valores relativamente baixos. Dessa forma a equação de conservação de energia aplicada a cada volume de controle se resume a: (WOOD et al. 1996)

$$0 = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m}h - \sum_s \dot{m}h \quad (4.4)$$

A equação (4.4) representa o equacionamento do balanço de energia para um volume de controle, seguindo a convenção de sinais onde o \dot{Q} é considerado positivo quando está sendo transferido da vizinhança para o volume de controle. Já \dot{W} é tido como positivo quando é realizado pelo volume de controle para a vizinhança (WOOD et al. 1996).

Entretanto a convenção de sinais leva a uma representação de trabalho negativo para o compressor, já que o mesmo está sendo fornecido. O mesmo acontece para a taxa de transferência de calor no condensador. É preferível, entretanto, representar valores positivos quando associados ao trabalho e transferência de calor associados a um volume de controle. Sendo assim, a forma mais geral para a equação, é dada por (4.5): (WOOD et al. 1996)

$$0 = \pm \dot{Q} \pm \dot{W} + \sum_e \dot{m}h - \sum_s \dot{m}h \quad (4.5)$$

4.3. Ciclo Primário de Refrigeração

O ciclo primário de refrigeração ou ciclo direto, é o loop principal do sistema que contém o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador.

O ciclo primário opera com o refrigerante chamado de HFO-1234yf ou R1234yf.

A figura 13, apresenta de forma esquemática o ciclo primário.

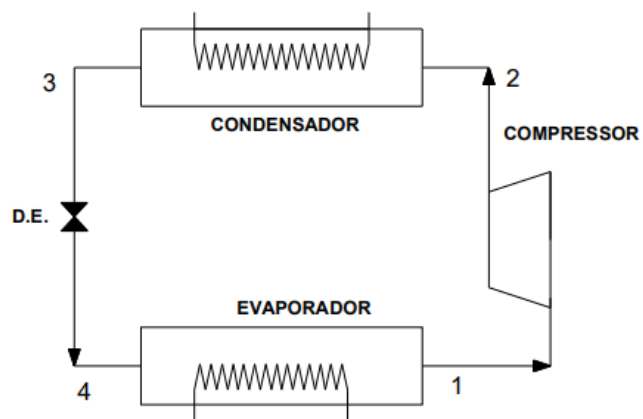


Figura 13 - Representação esquemática de um ciclo de refrigeração básico de compressão a vapor

A figura 14 apresenta o diagrama $P \times h$ de um ciclo de compressão de vapor, contrastando o ciclo ideal e real, e apontando os graus de superaquecimento e sub-resfriamento na saída do evaporador e condensador respectivamente.

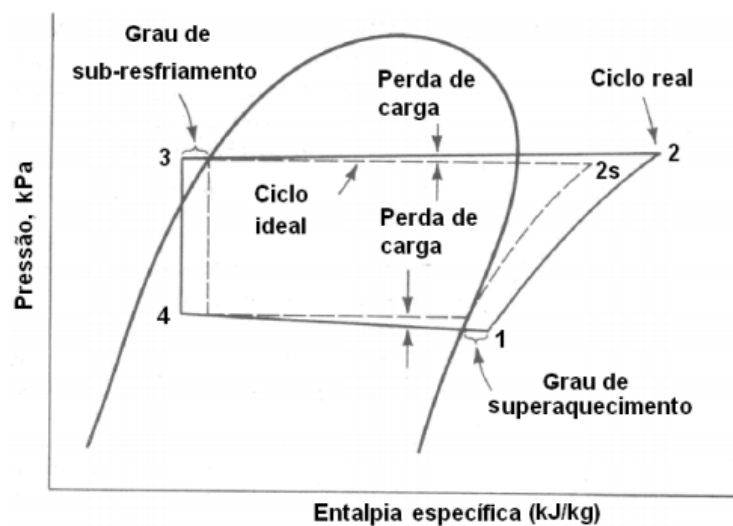


Figura 14 - Diagrama $P \times h$ de um ciclo de compressão de vapor

A Figura 15 exibe o diagrama $P \times h$ para o refrigerante R-1234yf com os respectivos estados termodinâmicos do sistema plotados.

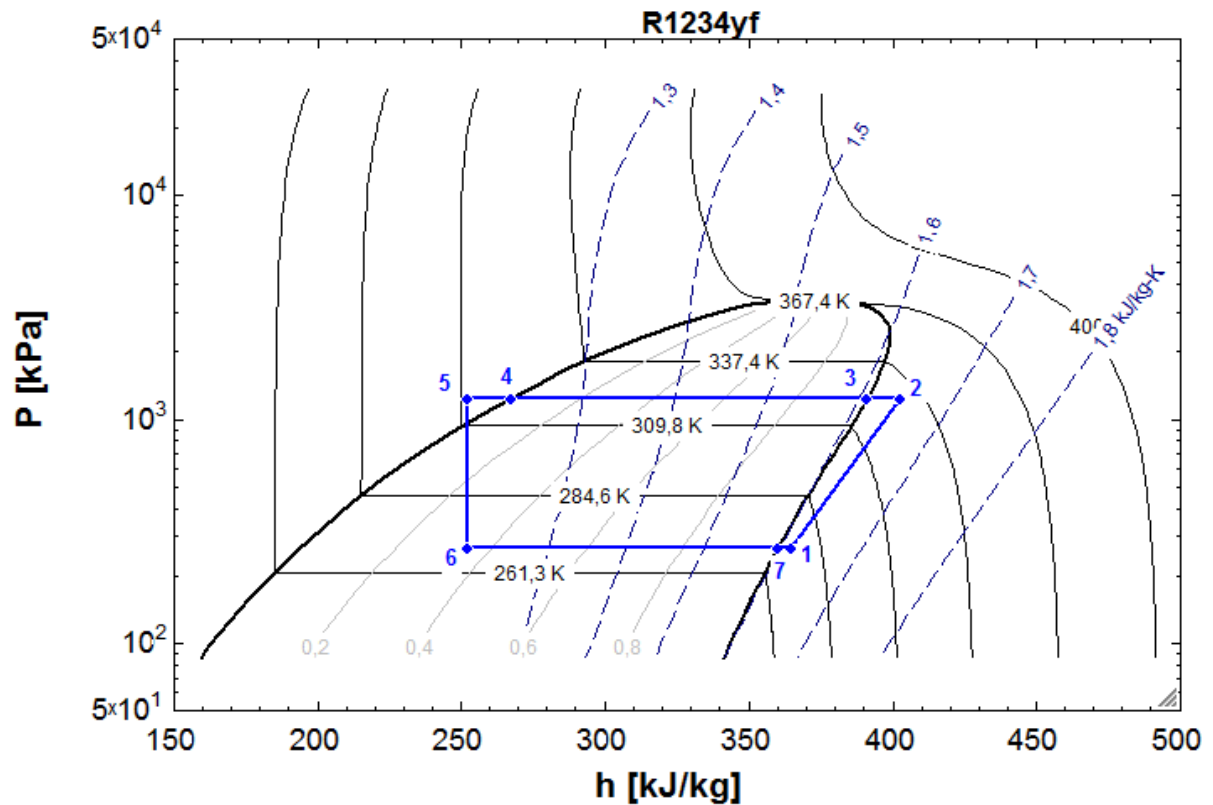


Figura 15 - Diagrama P x h para o R1234yf com os estados termodinâmicos representados

4.3.1. Estados Termodinâmicos do Refrigerante

Processos:

- 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.

4.3.2. Modelo Matemático

O modelo foi abordado aplicando o método de parâmetros concentrados para simplificação.

4.3.2.1. Compressor

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

Para o compressor só existe um fluxo de entrada, e um fluxo de saída. Sendo o balanço de massa (4.6) aplicada ao compressor:

$$\dot{m}_{ref_e} = \dot{m}_{ref_s} = \dot{m}_{ref} \quad (4.6)$$

O Balanço de energia (4.7) pode ser expresso para o compressor como:

$$\dot{W}_{comp} = \frac{\dot{m}_{ref}(h_2 - h_1)}{(\eta_m \eta_s)} \quad (4.7)$$

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

$$\dot{W}_{isen} = \dot{m}_{ref}(h_{2s} - h_1) \quad (4.8)$$

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{isen}}{\dot{W}_{comp}} \quad (4.9)$$

$$r_{comp} = \frac{P_2}{P_1} \quad (4.10)$$

Eficiência isentrópica do compressor:

$$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.11)$$

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).

$$\eta_v = -0,0053 r_{comp}^2 - 0,004 r_{comp} + 0,8955 \quad (4.12)$$

$$\eta_s = -0,0036 r_{comp}^2 - 0,0112 r_{comp} + 0,8761 \quad (4.13)$$

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

$$\eta_m = 0,000002(N)^2 - 0,000592(N) + 0,9384 \quad (4.14)$$

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

$$\dot{m}_{ref} = \frac{V_d N}{v_1} \eta_v \quad (4.15)$$

4.3.2.2. Condensador

A taxa de transferência de calor no condensador do lado de refrigerante é dada por:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_5) \quad (4.16)$$

Para o lado do ar, o equacionamento resume-se a:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{ar,cd} c p_{ar}(T_{ar,cd,s} - T_{ar,cd,e}) \quad (4.17)$$

$$C_{min,cd} = c p_{ar,cd} \dot{m}_{ar,cd} \quad (4.18)$$

$$\Delta T_{max,cd} = (T_2 - T_{ar,cd,e}) \quad (4.19)$$

Onde assumir $\Delta T_{max,cd}$ é uma simplificação.

$$\varepsilon_{cd} = \frac{\dot{Q}_{cd}}{C_{min,cd}\Delta T_{max,cd}} \quad (4.20)$$

Foi utilizada uma relação experimental para o cálculo da efetividade do condensador em função de NTU dada por Parise et al. (2011) para um condensador de microcanais de escoamento paralelo.

$$\varepsilon_{cd} = -0,00664605 + 1,0129NTU_{cd} - 0,206688NTU_{cd}^2 \quad (4.21)$$

$$NTU_{cd} = \frac{UA_{cd}}{C_{min,cd}} \quad (4.22)$$

4.3.2.3. Evaporador

O balanço de energia do lado do refrigerante se resume a:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_6) \quad (4.23)$$

Para o fluido secundário tem-se:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{sf} cp_{sf}(T_{sf,eva,e} - T_{sf,eva,s}) \quad (4.24)$$

$$C_{min,eva} = cp_{sf}\dot{m}_{sf} \quad (4.25)$$

$$\Delta T_{max,eva} = (T_{sf,eva,e} - T_6) \quad (4.26)$$

$$\varepsilon_{eva} = \frac{\dot{Q}_{cd}}{C_{min,eva}\Delta T_{max,eva}} \quad (4.27)$$

Sendo o evaporador um trocador de escoamento contra-corrente:

$$\varepsilon_{eva} = 1 - \exp(-NTU_{eva}) \quad (4.28)$$

$$NTU_{eva} = \frac{UA_{eva}}{C_{min,eva}} \quad (4.29)$$

4.4. Ciclo Secundário

O ciclo secundário esquematizado na figura 16, apresenta o evaporador onde o fluido secundário e o refrigerante trocam calor, uma bomba para garantir a circulação do fluido secundário, um fan coil onde o fluido secundário troca calor com o ar. Neste modelo o fan coil recebe o ar do interior do ônibus, e este é resfriado ao transferir calor sensível para o fluido secundário. O ar resfriado é então distribuído no interior do veículo por ventiladores.

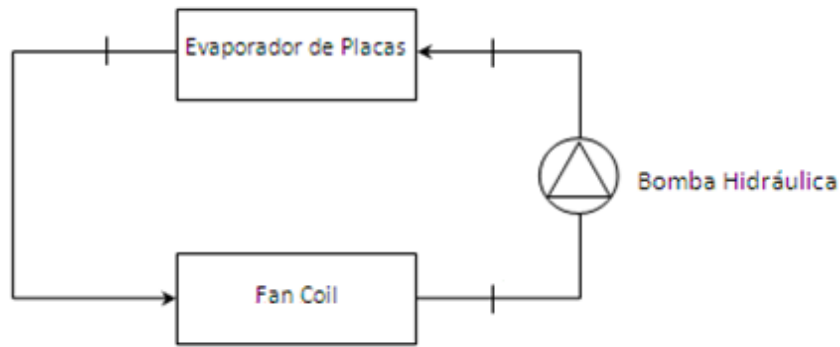


Figura 16 - Esquema de representação do ciclo secundário

4.4.1. Fan Coil

Para o lado do fluido secundário:

$$\dot{Q}_{fc} = \dot{m}_{sf} c p_{sf} (T_{sf,fc,s} - T_{sf,fc,e}) \quad (4.30)$$

Assumindo que nenhum calor é perdido para o ambiente através das paredes do casco, que o trocador é adiabático, e considerando dois escoamentos de saída, o ar desumidificado e o condensado. O balanço de energia para o escoamento do ar úmido é dado por:

$$\dot{m}_{ar} h_{ar,e} = \dot{Q}_{fc} + \dot{m}_{ar} h_{ar,s} + \dot{m}_w h_w \quad (4.31)$$

O balanço de massa de para a água no ar úmido é:

$$\dot{m}_{ar} w_{ar,e} = \dot{m}_{ar} w_{ar,s} + \dot{m}_w \quad (4.32)$$

O equacionamento referente ao processo de resfriamento e desumidificação do ar úmido que entra no fan coil, é apresentado em um relatório interno por Parise (2006).

$$\frac{w_{ar,e} - w_{ar,s}}{h_{ar,e} - h_{ar,s}} = \frac{w_{ar,e} - w_{ar,lim}}{h_{ar,e} - h_{ar,lim}} \quad (4.33)$$

$$\dot{Q}_{l,fc} = \dot{m}_{ar}(w_{ar,e} - w_{ar,s})h_{lv} \quad (4.34)$$

Onde a soma das taxas de transferência de calor latente e sensível, equivalem a taxa de transferência de calor total trocado no fan coil:

$$\dot{Q}_{fc} = \dot{Q}_{l,fc} + \dot{Q}_{sv,fc} \quad (4.35)$$

As equações de transferência de calor no fan coil são apresentadas a seguir:

$$\dot{Q}_{fc} = \varepsilon^* \dot{Q}_{max,fc} \quad (4.36)$$

$$\dot{m}_{ar}h_{ar,e} = \dot{Q}_{max,fc} + \dot{m}_{ar}h_{ar,s,lim} + \dot{m}_w h_{w,lim} \quad (4.37)$$

$$\dot{Q}_{max,fc} = \dot{m}_{ar}(h_{a,ar,e} - h_{ar,s,lim}) - \dot{m}_w h_{w,lim} \quad (4.38)$$

$$T_{ar,s,lim} = T_{sf,e} \quad (4.39)$$

$$P_{ar,s,lim} = P_{ar,e} \quad (4.40)$$

$$\varphi_{a,s,lim} = 1 \quad (4.41)$$

O escoamento de condensado máximo é obtido a partir do balanço de massa aplicando as condições limite.

$$\dot{m}_{ar}w_{ar,e} = \dot{m}_{ar}w_{ar,s,lim} + \dot{m}_{w,lim} \quad (4.42)$$

A efetividade do trocador de calor assumindo escoamento cruzado, com os fluidos não misturados é dado por McQuinston e Parker (1988):

$$\varepsilon_p^* = 1 - \exp \left\{ \frac{\exp[-(NTU_p^*) C^* \eta_p^*] - 1}{C^* \eta_p^*} \right\} \quad (4.43)$$

$$\eta_p^* = [NTU_p^*]^{-0.22} \quad (4.44)$$

$$(NTU)_p^* = \frac{(UA)_{sf}^*}{\dot{m}_{ar}} \quad (4.45)$$

4.5. Nanofluido como fluido secundário

Foi estudado a aplicação de um nanofluido como fluido secundário para o sistema de refrigeração indireto. O nanofluido selecionado foi nanotubos de carbono em água (SWCNT-H20). As propriedades termofísicas do nanofluido foram determinadas experimentalmente por Vasconcelos et al. 2016.

4.5.1. Propriedades do nanofluido

As propriedades do nanofluido foram calculadas a partir das propriedades das nanopartículas e do fluido base, no caso água, e da concentração volumétrica percentual de nanopartículas, a seguir:

$$\rho_{nf} = \frac{\varphi_{np}}{100} \rho_{np} + \left(\frac{100 - \varphi_{np}}{100} \right) \rho_w \quad (4.46)$$

Sendo adotado como valor para a densidade da partícula, $\rho_{np} = 2100 \text{ kg/m}^3$ dado pelo fabricante [2].

$$c_{p,nf} = \frac{\rho_{np} \frac{\varphi_{np}}{100} c_{p,np} + \rho_w \left(\frac{100 - \varphi_{np}}{100} \right) c_{p,w}}{\rho_{nf}} \quad (4.47)$$

Para uma faixa de temperatura de 300-340 K calculam-se as propriedades:

$$c_{p,np} = 0.346 + 10^{-3} T_{np,K} \quad (4.48)$$

$$\mu_{nf} = \mu_w (1 + \xi_\mu) \quad (4.49)$$

$$\xi_\mu = \varphi_{np} (1.725 + 6.398 \varphi_{np}) \quad (4.50)$$

$$k_{nf} = k_w (1 + \xi_k) \quad (4.51)$$

$$\xi_k = a_0 + a_1 \bar{T}_{nf} \quad (4.52)$$

A fração volumétrica de nanopartículas de tubo de carbono inseridas no fluido base é apresentada na tabela 9, assim como seus coeficientes lineares aplicados para os cálculos das propriedades do nanofluido.

Tabela 9 - Coeficientes Lineares para a fração volumétrica de nanopartículas

Fração volumétrica (φ) [%]	a_0	a_1
0.21	-0.1023	0.01053

Considerações:

Como existe uma faixa de aplicação referente à temperatura, para as correlações apresentadas, considera-se então para o cálculo das propriedades, que estas permanecem constante quando operam fora da faixa.

5. Dimensionamento dos Trocadores de Calor do Sistema de Refrigeração

Os trocadores de calor do sistema indireto de refrigeração foram dimensionados para retirar a carga térmica, aplicada ao veículo, calculada previamente no capítulo 3. Foi assumido 100% de renovação do ar no interior do veículo, e uma percentagem de 75% de umidade relativa para o ar que entra no Fan Coil.

5.1. Compressor

Foi adotado um modelo típico de compressor para um sistema de condicionamento de ar para ônibus. O compressor é alternativo do tipo swash-plate, modelo Bitzer 4TFCY, e seus dados técnicos são apresentados na tabela 10.



Figura 17 - Compressor Bitzer 4TCFY

Tabela 10 - Dados técnicos referentes ao compressor Bitzer 4TCFY

Dados técnicos do Compressor Bitzer 4TCFY	
Volume do cilindro	475 cm^3
Deslocamento (1450 rpm)	$41,3 \text{ m}^3/\text{h}$
Deslocamento (3000 rpm)	$85,5 \text{ m}^3/\text{h}$
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

A velocidade de rotação para que o sistema retire a carga térmica total aplicada foi de 2786 rpm.

5.2. Condensador

O modelo do condensador utilizado na configuração de sistema de ar condicionado proposta é um condensador de microcanais de escoamento paralelo e aletas persianas de alumínio. A figura 18 apresenta uma visão frontal do condensador, assim como um corte transversal que permite a visualização da disposição dos microcanais.

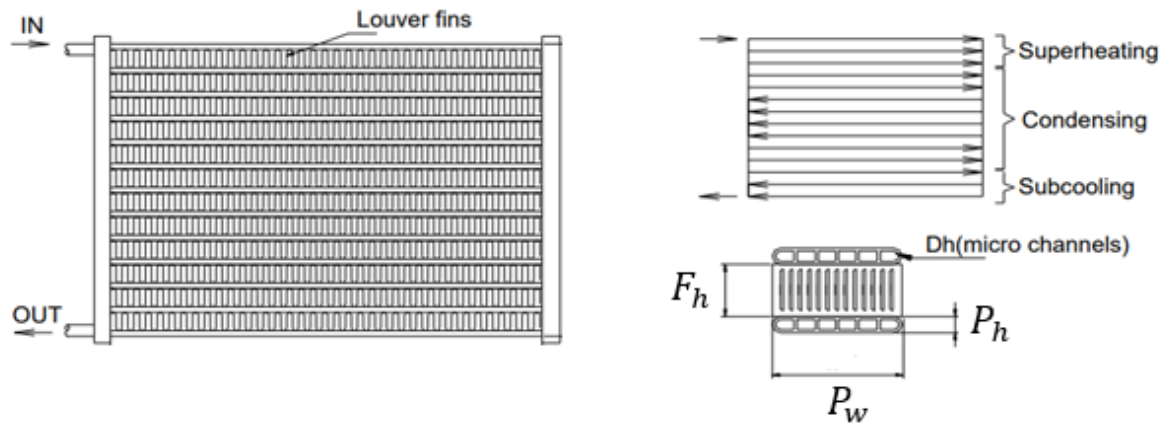


Figura 18 - Esquema de representação de um condensador de microcanais com escoamento paralelo

Foram desconsideradas quedas de pressão nos trocadores como forma de simplificação dos cálculos.

O cálculo do coeficiente de transferência global no condensador é dado por:

$$\frac{1}{UA_{cd}} = \frac{1}{\alpha_{ref,cd} A_{ref,cd}} + \frac{1}{\eta_{sp} \alpha_{ar,cd} A_{f,cd}} \quad (5.1)$$

Foi desprezada qualquer resistência referente à condução de calor por esta apresentar um valor baixo em comparação com as resistências à convecção.

A tabela 11 apresenta as condições estruturais e parâmetros para o condensador baseados na geometria apresentada por Wang et al. 2015:

Tabela 11 - Parâmetros geométricos do Condensador

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 tubos planos	$N_{t,cd}$	70	
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	°

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

$$A_{ref,cd} = 2(P_w + P_h) 0,95 C_w N_{mc} N_{t,cd} \quad (5.2)$$

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

$$A_{f,cd} = C_H C_W \quad (5.3)$$

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

$$A_{min,ff} = \sigma A_{f,cd} \quad (5.4)$$

A área transversal de cada micro canal é calculada por:

$$A_{mc} = P_h P_w \quad (5.5)$$

Determinando um arranjo de distribuição dos tubos para cada zona do condensador da seguinte forma:

30 tubos para zona de dessuperaquecimento

26 tubos para zona de condensação

14 tubos para zona de subresfriamento

Calculou-se a velocidade mássica do refrigerante associado a cada zona do condensador:

$$G_{des} = \frac{1}{30} \times \frac{\dot{m}_{ref}}{A_{mc} N_{mc}} \quad (5.6)$$

$$G_{cd} = \frac{1}{26} \times \frac{\dot{m}_{ref}}{A_{mc} N_{mc}} \quad (5.7)$$

$$G_{sub} = \frac{1}{14} \times \frac{\dot{m}_{ref}}{A_{mc} N_{mc}} \quad (5.8)$$

As correlações aplicadas para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor do lado do refrigerante e do lado do ar estão exibidas na tabela 12.

Tabela 12 - Correlações para os coeficientes de transferência de calor associados ao refrigerante escoando no interior dos microcanais

Região	Correlação	Nº da Equação
Fase única Líquido/Vapor	Dittus & Boelter (1936): $\alpha = (k/D) 0,023 Re^{4/5} Pr^{0,3}$	(5.9)
Condensação Região bifásica	Shah (1979): $\alpha(x) = \alpha_{lo} \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8^{0,76} (1-x)^{0,04}}{P_{red}^{0,38}} \right]$	(5.10)

As propriedades termofísicas do refrigerante em cada estado termodinâmico, foram calculadas no software EES, e assim foi possível encontrar valores para o número de Prandtl e Reynolds de cada zona.

A tabela 13 apresenta a correlação aplicada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para o lado do ar:

Tabela 13 - Correlação para o coeficiente de transferência de calor do lado do ar no condensador

Correlação	Nº da Equação
Raman Ali (1995) $j = 0,91 Re_{ar,cd}^{-0,5}$	(5.11)

O número diâmetro hidráulico para o lado do ar e seu número de Reynolds foram equacionados de acordo com Wang et al. 2015:

$$D_{h,ar,cd} = \frac{2 F_p F_h}{F_p + 2 \sqrt{\frac{F_p^2}{4 + F_h^2}}} \quad (5.12)$$

$$Re_{ar,cd} = \frac{V_{ar,cd} D_{h,ar,cd} \rho_{ar,cd}}{\mu_{ar,cd}} \quad (5.13)$$

A área das aletas foi calculada em função do diâmetro hidráulico do lado ar:

$$A_{f,cd} = \frac{4 Vol_{cd}}{D_{h,ar,cd}} \quad (5.14)$$

Onde:

$$Vol_{cd} = C_H C_W C_D \quad (5.15)$$

Para os cálculos de eficiência da superfície e coeficiente de transferência de calor foram aplicadas as seguintes equações apresentadas por Kang et al. 2012:

$$\eta_{sp} = \frac{A_{ref,cd} + \eta_f A_{f,cd}}{A_{ths}} \quad (5.16)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(m H/2)}{m H/2} \quad (5.17)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_{ar,cd}}{k_f F_\delta}} \quad (5.18)$$

$$j = \frac{\eta_{sp} \alpha_{ar,cd} Pr^{2/3}}{\rho_{ar,cd} (V_{ar,cd} / \sigma) c p_{ar,cd}} \quad (5.19)$$

Sendo:

$$A_{ths} = A_{ref,cd} + A_{f,cd} \quad (5.20)$$

Os resultados para cálculos dos coeficientes de transferência de calor do condensador e seu dimensionamento, estão detalhados nas tabelas 14 e 15.

Tabela 14 - Resultados para os coeficientes e áreas de transferência de calor para o condensador

UA_{cd} (kW/K)	$\alpha_{ref,cd}$ (kW/m ² K)	$\alpha_{ar,cd}$ (kW/m ² K)	$A_{ref,cd}$ (m ²)	$A_{f,cd}$ (m ²)
2,17	3,848	0,1871	6,953	12,72

Tabela 15 - Dimensões do Condensador

Altura do Condensador	C_H	710,2	mm
Largura do Condensador	C_W	1020	mm
Profundidade do Condensador	C_D	33,34	mm

Para validar o dimensionamento do condensador foi feita uma pesquisa em fabricantes de condensadores de microcanais. A figura 19 apresenta um modelo de largura maior e altura ligeiramente menor. A profundidade deste trocador é de 25,4 mm, o que também é um pouco menor do valor do condensador dimensionado. Contudo, a empresa responsável pela fabricação do modelo apresentado na figura 19 também produz modelos com dimensões maiores. O modelo escolhido apresenta dimensões próximas ao calculado e foi escolhido para ilustrar modelos disponíveis no mercado, além de validar o dimensionamento realizado para o condensador.

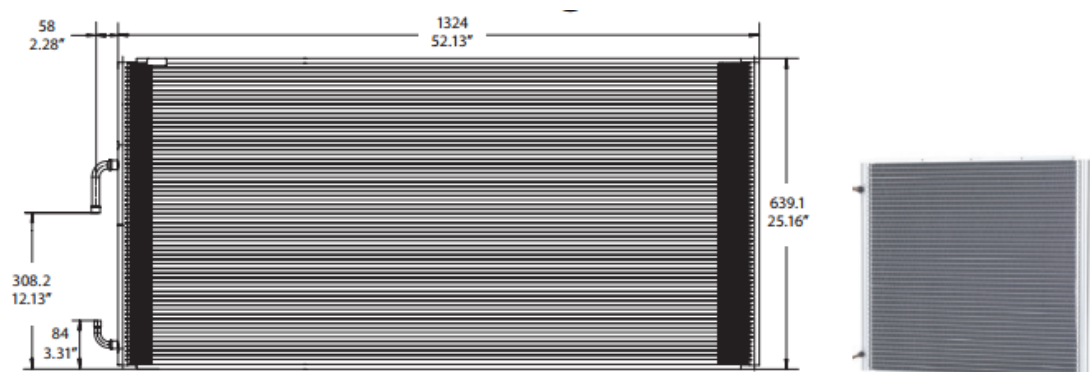


Figura 19 - Condensador de microcanais – Danfoss D1700-C

5.3. Evaporador

O evaporador é um trocador de calor de placas brasadas de aço inoxidável comercial SS-316. O modelo de uma placa e os escoamentos dos fluidos quente e frio estão representados nas figuras 20 e 21 respectivamente.

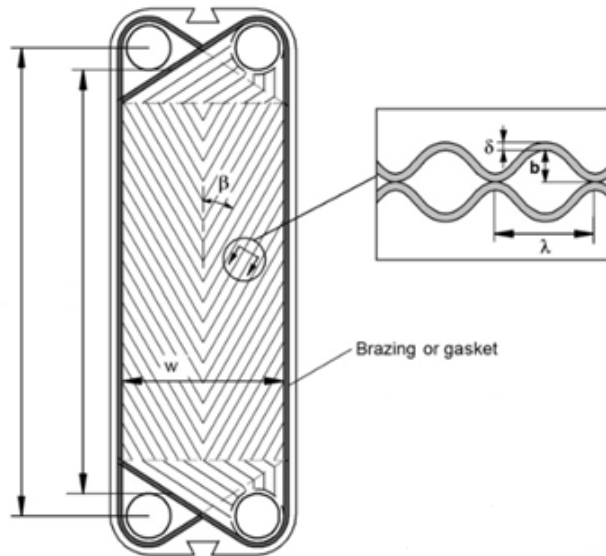


Figura 20 - Esquema de representação de uma placa do evaporador

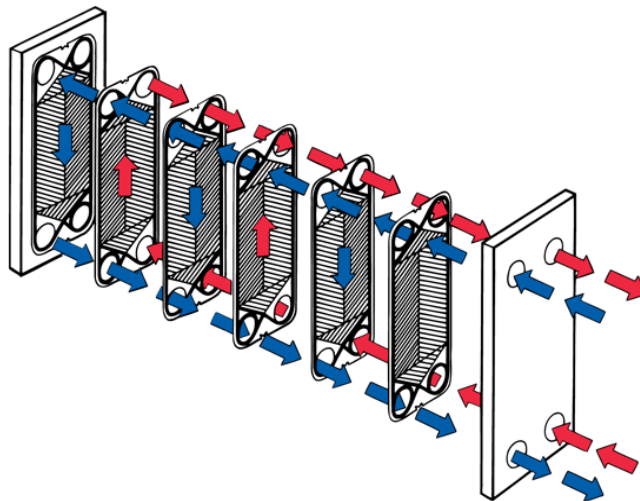


Figura 21 - Representação esquemática dos escoamentos dos fluidos no evaporador

O dimensionamento do trocador de calor foi realizado com os dados geométricos como parâmetros de entrada, e as equações para os cálculos das propriedades termodinâmicas do nanofluido. A tabela 16 apresenta os parâmetros geométricos do evaporador.

Tabela 16 - Parâmetros geométricos do Evaporador de placas

Descrição	Variável	Valor	Unidade
Comprimento da placa onde escoam os fluidos	L_{pl}	500	mm
Largura da placa	W_{pl}	240	mm
Espessura da placa	δ_{pl}	4	mm
Ângulo Chevron	β	60	$^{\circ}$
Passo entre as placas	b	3,3	mm
Passo entre as corrugações	P_c	10	mm
Número de placas	N_{pl}	16	-
Número de placas efetivas para transferência de calor	N_{eff}	14	-
Número de canais de refrigerante	$N_{ch,ref}$	7	-
Número de canais do nanofluido	$N_{ch,nf}$	8	-

Foram utilizadas as correlações de Donowski e Kandlikar (2000), para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante. Essas correlações foram ajustadas das apresentadas por Yan e Lin (1999).

$$Nu_{tp} = (1,184Co^{-0,3} + 222,5Bo^{2,8})(1 - x)^{0,003}Nu_{lo} \quad (5.21)$$

$$Nu_{lo} = 0,2875Re_{lo}^{0,78}Pr_l^{1/3} \quad (5.22)$$

$$Co = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{1 - x}{x}\right)^{0,8} \quad (5.23)$$

$$Bo = \frac{q}{G h_{lv}} \quad (5.24)$$

$$\alpha_{tp,eva} = \frac{Nu_{tp}k_{tp}}{d_{h,eva}} \quad (5.25)$$

No equacionamento para região bifásica as correlações foram integradas para o título variando entre o título de entrada no evaporador e 1.

O coeficiente global de transferência de calor no evaporador é dado por:

$$\frac{1}{\alpha_{tp,eva}} = \frac{1}{U_{eva}} - \frac{\delta_{pl}}{k_{pl}} - \frac{1}{\alpha_{nf,eva}} \quad (5.26)$$

Onde:

$$U_{eva} = \frac{UA_{eva}}{A_{eff}} \quad (5.27)$$

Sendo a área efetiva de transferência de calor:

$$A_{eff} = A_{pl}N_{eff} \quad (5.28)$$

E:

$$A_{pl} = L_{pl}W_{pl} \quad (5.29)$$

Dessa forma, a tabela 17 apresenta os resultados encontrados para os coeficientes de transferência de calor do lado do refrigerante, considerado na região bifásica, e o nanofluido, baseados no UA_{eva} de projeto, referente aos balanços.

Tabela 17 - Resultados para os coeficientes de transferência de calor do refrigerante e nanofluido

UA_{eva} (kW/K)	$\alpha_{tp,eva}$ (kW/m ² K)	$\alpha_{nf,eva}$ (kW/m ² K)
1,435	2,586	2,08

Os coeficientes apresentados acima foram encontrados para uma geometria do trocador de calor, detalhada na tabela 18.

Tabela 18 - Dimensões do Evaporador

Altura do Evaporador	E_H	613,7	mm
Largura do Evaporador	E_W	240	mm
Profundidade do Evaporador	E_D	116,8	mm

Para validar o dimensionamento foi feita uma pesquisa em fabricantes de trocadores de calor de placas brasadas. A figura 22 apresenta um modelo do fabricante Alfa Laval que apresenta dimensões (em mm) superiores as encontradas no cálculo de dimensionamento do trocador. Este modelo em particular pode ser adquirido para um número de 10 a 298 placas.

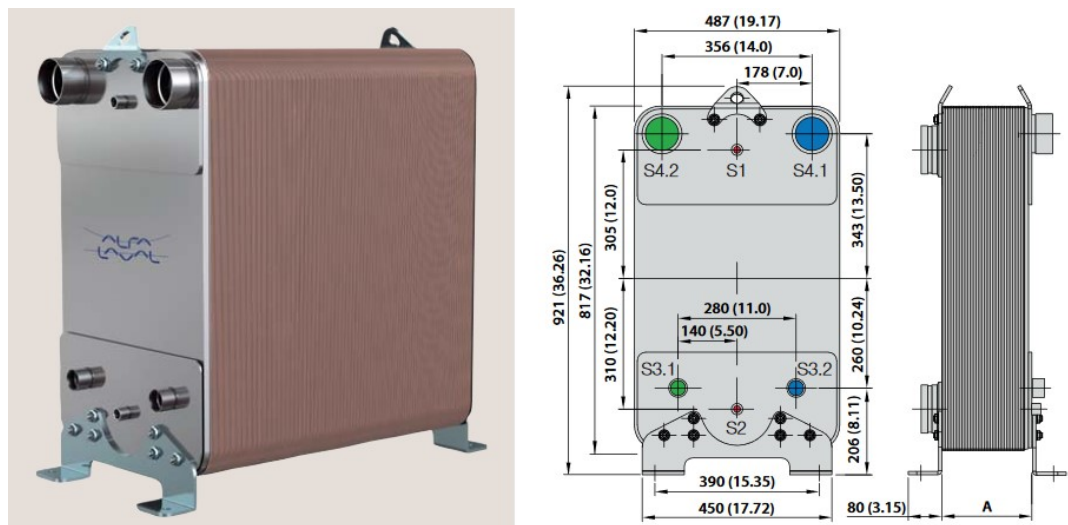


Figura 22 - Trocador de calor de placas brasadas para ar condicionado e refrigeração – Alfa Laval AC1000DQ

5.4. Fan Coil

O Fan Coil é um trocador de calor de tubos e aletas. O nanofluido troca calor com o ar úmido proveniente do interior do veículo.

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

Entrou-se com as vazões volumétricas referentes ao nanofluido e ao ar úmido, suas temperaturas de entrada no trocador, e foram calculados os respectivos coeficientes de transferência de calor, e suas áreas assim como o dimensionamento do trocador para que o mesmo retirasse a carga térmica de $\dot{Q}_{total} = 27,47 \text{ kW}$, calculada previamente no capítulo 3.

Os parâmetros geométricos do fan coil são apresentados na tabela 19.

Tabela 19 - Parâmetros Geométricos do Fan Coil

Descrição	Variável	Valor	Unidade
Número de fileiras longitudinais	$N_{rows,L}$	8	-
Diâmetro interno do tubo	$D_{t,i}$	9,525	mm
Espessura do tubo	δ_t	1,24	mm
Passo transversal do tubo	S_T	19,05	mm
Passo longitudinal do tubo	S_L	22	mm
Comprimento transversal do bundle	LW_a	107,7	mm
Comprimento dos tubos	$L_{t,fc}$	1000	mm
Número total de tubos	$N_{t,fc}$	40	-
Densidade das aletas	σ_f	0,2756 (7 aletas por polegada)	1/mm
Espessura da aleta	δ_f	0,25	mm

Comprimento total da aleta na direção transversal	$L_{f,T}$	176	mm
Comprimento total da aleta na direção longitudinal	$L_{f,L}$	190,5	mm

A figura 23 apresenta de forma esquemática a disposição triangular dos tubos no trocador de calor, de acordo com os passos longitudinais e transversais dos tubos.

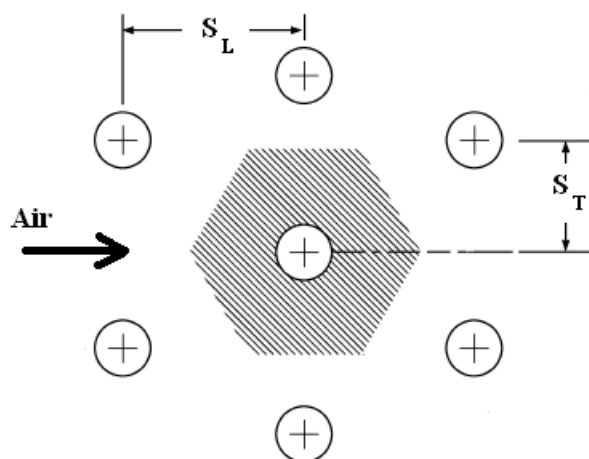


Figura 23 - Esquema de disposição dos tubos no Fan Coil; Relatório interno – PARISE, J.A.R

A figura 24 ilustra o modelo do trocador de calor de aletas e tubos conhecido como Fan Coil.



Figura 24 - Representação do Fan Coil

O diâmetro externo dos tubos é dado por:

$$D_{t,o} = D_{t,i} + \delta_t \quad (5.30)$$

$$N_f = \sigma_{fin} L_{tubo} \quad (5.31)$$

$$s_f = \frac{L_{tubo} - (N_f - \delta_f)}{N_f} \quad (5.32)$$

Para o ar são aplicadas as correlações de McQuinston e Parker (1988), para o fator de Colburn:

$$J_a = J_s \frac{\alpha_a^* \text{Pr}_a^{2/3}}{c_{p,a,e} \rho_{a,e} V_{\max,a}} \quad (5.33)$$

$$J_a = \left(\frac{1 - 1280 N_{\text{rows},L} \text{Re}_{a,L}^{-1.2}}{1 - 5120 \text{Re}_{a,L}^{-1.2}} \right) (0.0014 + 0.2618 JP) \quad (5.34)$$

Onde:

$$\text{Re}_{a,L} = \frac{V_{\max,a} S_L}{\nu_a} \quad (5.35)$$

$$A_f = 2(N_f L_{f,T} - N_{t,fc} \pi D_{t,o}) \quad (5.36)$$

$$A_{t,fc} = N_{t,fc} \pi D_{t,o} (L_{t,fc} - \delta_f N_f) \quad (5.37)$$

$$A_{a,fc} = A_{t,fc} + A_f \quad (5.38)$$

Para o lado do nanofluido utilizou-se a correlação de Dittus-Boelter para escoamento turbulento de um tubo circular:

$$Nu_{nf,fc} = 0,023 Re_{nf,fc}^{4/5} Pr_{nf,fc}^{0,3} \quad (5.39)$$

Para:

$$Nu_{nf,fc} = \frac{\alpha_{nf,fc} D_{t,i}}{k_{nf}} \quad (5.40)$$

$$Re_{nf,fc} = \frac{\rho_{nf,fc} V_{nf,fc} D_{t,i}}{k_{nf}} \quad (5.41)$$

$$Pr_{nf} = \frac{cp_{nf,fc} \mu_{nf}}{k_{nf}} \quad (5.42)$$

$$\frac{\dot{m}_{nf}}{\frac{N_{t,fc}}{2}} = \rho_{nf,fc} V_{nf,fc} A_{nf,fc} \quad (5.43)$$

Sendo:

$$A_{nf,fc} = \frac{\pi D_{t,i}^2}{4} \quad (5.44)$$

O coeficiente global de transferência de calor é dado por:

$$\frac{1}{(UA)_{nf}^*} = \frac{cp_a}{\eta_{o,a}^* \alpha_a^* A_{a,fc}} + \frac{cp_a}{\eta_{o,a}^* \alpha_{s,a}^* A_{a,fc}} + c_{sat} R_k + \frac{c_{sat}}{\alpha_{nf} A_{nf}} + \frac{c_{sat}}{\alpha_{s,nf} A_{nf}} \quad (5.44)$$

Os valores encontrados para os coeficientes de transferência de calor para o Fan Coil estão exibidos na tabela 20, para a geometria previamente apresentada.

Tabela 20 - Coeficientes de transferência de calor para o fan coil

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

As dimensões resultantes para o Fan Coil estão apresentas na tabela 21.

Tabela 21 - Dimensões do fan coil

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	-

Realizando pesquisas em fabricantes para validar as dimensões e capacidade do fan coil, foi possível encontrar alguns modelos não específicos para sistema de refrigeração em ônibus, e também um modelo explicitado pela tabela 22, que é destinado para sistemas de ar condicionado descentralizado em ônibus. Esse sistema descentralizado significa que diferentemente do sistema roof top em quem ambos o evaporador e o condensador estão juntos em uma única unidade, nesta configuração os componentes estão separados.



Figura 25 - Evaporador do tipo split coil – RE-30 Rifled Air Conditioning

Tabela 22 - Dados técnicos do evaporador split coil – RE-30 Rifled Air Conditioning

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

Pode ser observado pelos dados técnicos do evaporador modelo RE-30 da empresa Rifled Air Conditioning, e comparando com as dimensões encontradas para o fan coil, que as dimensões calculadas são inferiores ao modelo disponível. Entretanto sua capacidade de refrigeração de 90.000 BTU/h é ligeiramente inferior à carga térmica máxima de 93731 BTU/h aplicadas ao ônibus estudado. Contudo este modelo disponível valida os cálculos realizados.

6. Conclusão

Foi desenvolvido o modelo proposto de uma nova configuração para sistemas de condicionamento de ar para ônibus, aplicando um sistema de refrigeração indireto baseado no isolamento do novo refrigerante HFO-1234yf ao compartimento do motor, além da aplicação de um nanofluido (H₂O-SWCNT) como fluido secundário. A partir dos cálculos de carga térmica referentes ao veículo nas condições de operação determinadas, aplicação das equações de balanço, cálculo das propriedades termodinâmicas de cada fluido em cada estado, seleção e geometria para os trocadores de calor, foi possível alcançar o objetivo do trabalho proposto. Foi possível também validar, o dimensionamento dos trocadores de calor ao comparar com modelos disponíveis no mercado.

Finalmente a figura 26 apresenta de forma esquemática a localização dos trocadores de calor e do compressor situados no veículo. O fan coil está posicionado na parte traseira do veículo, e o ar resfriado está sendo distribuído por meio de dutos localizados na parte superior interna do veículo. O condensador e o evaporador estão

como explicitados anteriormente, na parte traseira do veículo, no compartimento junto ao motor, atrás da parede de fogo.

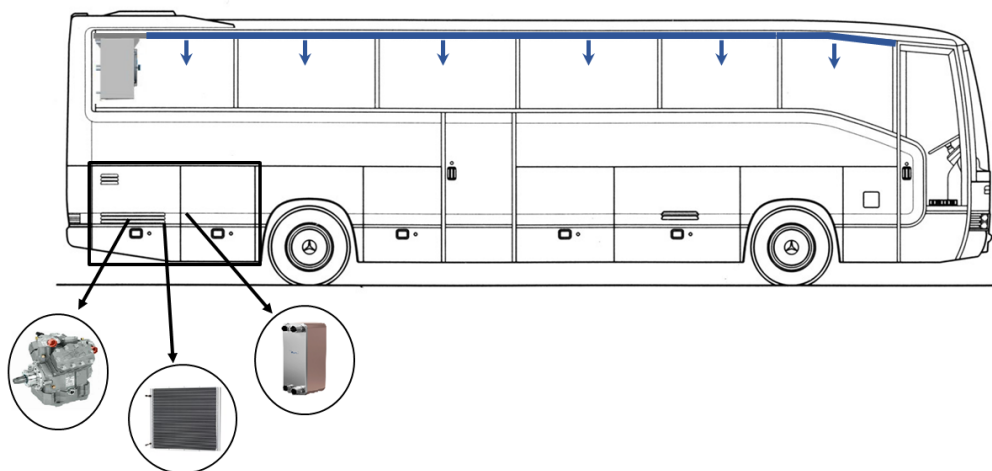


Figura 26 – Esquema de localização dos trocadores de calor e compressor referentes ao sistema de condicionamento de ar proposto

Os trocadores de calor foram dimensionados com aplicação de correlações muitas vezes referentes ao R134a, e seu dimensionamento apresentou-se razoável ainda que simplificações tenham sido assumidas.

A configuração do modelo, como apresentado na figura 26, difere-se da atual roof-top, então aplicabilidade pode ser uma questão, assim como o ainda elevado custo de nanofluidos. Entretanto de um ponto de vista de segurança, inovação, performance e baixo impacto ambiental, o modelo é válido.

7. Referências Bibliográficas

ALFI, R.L.; VAKILI-FARAHANI, F.; THOME, J.R. Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 1: Review and experimental database. *International Journal of Refrigeration*. 2016, vol. 61, p. 166 -184.

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.

CALM, J. M. The next generation of refrigerants – Historical Review, considerations and outlook. *International Journal of Refrigeration*. 2008, vol. 31, n. 7, p. 1123-1133.

CÁRDENAS GÓMEZ, A.O., BANDARRA FILHO, E.P. Experimental study of thermo-hydraulic performance of SWCNT nanofluids in single-phase flow, 23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering, December 6-11, 2015, Rio de Janeiro, RJ, Brazil, paper 2314.

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 Enginnering*, v.110, p. 1091-1100, jan. 2017.

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.

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.

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.

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.

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. 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.

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.

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.