

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL  
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DA TECNOLOGIA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**GILNEI PELLIZZONI**

**ESTUDO DO EFEITO DA PERDA DE PRESSÃO DO FLUIDO NA CAPACIDADE  
DO EVAPORADOR DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO VEICULAR**

**CAXIAS DO SUL**

**2015**

**GILNEI PELLIZZONI**

**ESTUDO DO EFEITO DA PERDA DE PRESSÃO DO FLUIDO NA CAPACIDADE  
DO EVAPORADOR DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO VEICULAR**

Trabalho de conclusão de curso, apresentado para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico no Curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, UCS.

Supervisor: Prof. Me. Sérgio da Silva Kucera

**CAXIAS DO SUL**

**2015**

**GILNEI PELLIZZONI**


**ESTUDO DO EFEITO DA PERDA DE PRESSÃO DO FLUIDO NA CAPACIDADE  
DO EVAPORADOR DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO VEICULAR**


Trabalho de conclusão de curso, apresentado para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico no Curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, UCS.

Aprovado em: 04 / 12 / 15.

**Banca Examinadora:**

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Me. Eng. Sérgio da Silva Kucera  
Supervisor do estágio / Universidade de Caxias do Sul

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Eng. Carlos Roberto Altafini  
Professor Convidado / Universidade de Caxias do sul

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Eng. Eduardo Nabinger  
Professor Convidado / Universidade de Caxias do Sul

## RESUMO

Os proprietários de veículos de transporte de passageiros estão buscando cada dia mais o conforto para seus passageiros, e o sistema de ar condicionado torna-se um dos itens mais importantes nos dias de calor intenso. Porém ocorrem reclamações frequentes dos proprietários quanto a incapacidade de refrigeração do sistema de ar condicionado. Para se evitar custos desnecessários de aumento de capacidade, deve-se melhorar o desempenho do sistema de ar condicionado atual, sem a alteração de componentes de alto custo, como o compressor e evaporador. Uma das deficiências do sistema atual de ar condicionado do veículo estudado é a queda de pressão do fluido refrigerante R134a na tubulação. Isto ocorre devido a quantidade de conexões, acessórios e ainda diâmetros pequenos na tubulação. Com a diminuição da queda de pressão na sucção obteve-se uma melhora de 32 % em sua capacidade.

**Palavras-Chave:** Eficiência ar condicionado automotivo, Escoamento bifásico, Queda de pressão, Trocador de calor.

## ABSTRACT

The owners of passenger vehicles are seeking every day more comfort for its passengers, and the air conditioning system becomes one of the most important items in the days of intense heat. But they have been complaints from owners as refrigeration failure of the air conditioning system. To avoid unnecessary cost increase capacity, we should improve the performance of current air conditioning system, without changing the expensive components such as the compressor and evaporator. One of the shortcomings of the current air conditioning system of the studied vehicle is the pressure drop of R134a refrigerant in the pipeline. This is because the amount of connections, accessories and even small diameters in the pipeline. With decreasing pressure drop in the suction gave an improvement of 32% in capacity.

**Keywords:** Efficiency automotive air conditioning, Heat exchanger, Pressure drop, Two-phase flow.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Diagrama de pressão x entalpia de um ciclo teórico por compressão a vapor .....	17
Figura 2 - Diagrama de um ciclo de compressão a vapor real .....	19
Figura 3 - Compressor alternativo em corte .....	20
Figura 4 - Diagrama esquemático da válvula de expansão controlada por superaquecimento	22
Figura 5 - Corte transversal de uma válvula de expansão de equalização externa.....	22
Figura 6 - Condensador de microcanais .....	23
Figura 7 - Vista explodida condensador de microcanais.....	23
Figura 8- Evaporador tubo aleta .....	24
Figura 9 - Distribuição de temperaturas em um trocador de calor com escoamento paralelo .	26
Figura 10 - Fator de correção F para o cálculo de $DTML_{corr}$ .....	28
Figura 11 - Fluxograma de desenvolvimento do trabalho.....	42
Figura 12 - Circuito do sistema de ar condicionado atual .....	43
Figura 13 - Posições dos sensores de temperatura no evaporador .....	44
Figura 14 - Iveco Minibus 55C17 .....	45
Figura 15 - Pressões médias do sistema atual (kPa).....	53
Figura 16 - Pressões médias do sistema da proposta 1 (kPa) .....	60
Figura 17 - Pressões medidas do teste da proposta 1 refinada (kPa).....	63

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Calor proveniente dos ocupantes.....	37
Tabela 2 - Coeficiente de sombreamento .....	38
Tabela 3 - Fator FGCI para São Paulo no mês de Janeiro.....	48
Tabela 4 - Carga térmica de superfícies transparentes .....	48
Tabela 5 - Número de Reynolds e Nusselt nas superfícies externas do veículo .....	49
Tabela 6 - Coeficientes de convecção externo nas superfícies do veículo.....	50
Tabela 7 - Coeficiente global de transferência de calor nas diferentes superfícies.....	51
Tabela 8 - Carga térmica das superfícies opacas .....	51
Tabela 9 - Carga térmica resultante da renovação de ar.....	52
Tabela 10 - Carga térmica total do veículo .....	52
Tabela 11 - DTML do evaporador.....	54
Tabela 12 - Fatores de correção DTML .....	54
Tabela 13 - Especificações técnicas da serpentina do evaporador .....	55
Tabela 14 - Tabela de capacidade do sistema atual.....	55
Tabela 15 - Vazão mássica do compressor.....	56
Tabela 16 - Velocidades de sucção do sistema.....	57
Tabela 17 - Modelos de mangueiras Parker .....	57
Tabela 18 - Novo diâmetro estimado .....	58
Tabela 19 - Velocidade média na sucção através de diâmetro 0,022m.....	58
Tabela 20 - Tabela DTML aparelho proposta 1 .....	60
Tabela 21 - DTMLcorr proposta 1.....	60
Tabela 22 - Capacidade do sistema proposta 1.....	61
Tabela 23 - Vazão do compressor com mangueira de sucção de 22 mm -14,4 m .....	61
Tabela 24 - Velocidades nos trechos sucção sistema melhorado proposta 1 .....	62
Tabela 25- Queda de pressão estimada para 9 m de mangueira (22mm) .....	62
Tabela 26 - Tabela DTML aparelho proposta 1 refinada.....	63
Tabela 27 - DTMLcorr proposta 1 refinada.....	64
Tabela 28 - Capacidade do sistema proposta 1 refinada .....	64
Tabela 29 - Vazão do compressor com mangueira de sucção de 22 mm - 9 m .....	65
Tabela 30 - Velocidades nos trechos sucção sistema proposta 1 refinada .....	65
Tabela 31 - Perda de pressão geral (kPa) .....	65
Tabela 32 - Comparativo capacidades dos sistemas.....	66
Tabela 33 - Comparativo das eficiências dos sistemas (COP).....	67

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área da superfície [m <sup>2</sup> ];
$A_a$	Área superficial de todas as aletas [m <sup>2</sup> ];
$A_e$	Área externa do tubo [m <sup>2</sup> ];
$A_{es}$	Área estendida da aleta [m <sup>2</sup> ];
$A_i$	Área interna do tubo [m <sup>2</sup> ];
$A_m$	Área circunferencial média do tubo [m <sup>2</sup> ];
$A_p$	Área descoberta do tubo [m <sup>2</sup> ];
$C$	Capacitância térmica [W/K];
$C_{max}$	Capacitância térmica máxima [W/K];
$C_{min}$	Capacitância térmica mínima [W/K];
COP	Coefficiente de performance [-];
$CS$	Fator de sombreamento [-];
$D$	Diâmetro do tubo [m];
$D_{ht}$	Diâmetro hidráulico do tubo [m];
$DTML$	Diferença de temperatura média logarítmica [-];
$f$	Fator de atrito [-];
$F$	Fator de correção da DTML, para trocadores de calor de correntes cruzadas [-];
$FGCI$	Fator de ganho de calor por insolação [W/m <sup>2</sup> ];
$f_{go}$	Fator de atrito do vapor [-];
$f_{lo}$	Fator de atrito do líquido [-];
$g$	Gravidade [m/s <sup>2</sup> ];
$G$	Fluxo de massa [kg/s];
$h_e$	Coefficiente de troca de calor por convecção na superfície externa [W/m <sup>2</sup> .k];
$h_{ext}$	Entalpia de ar seco externo [kJ/kg];
$h_f$	Coefficiente de troca de calor por convecção na superfície externa do tubo [W/m <sup>2</sup> .k];
$h_i$	Coefficiente de troca de calor por convecção na superfície interna [W/m <sup>2</sup> .k];
$h_{int}$	Entalpia de ar seco interno [kJ/kg];
$h_L$	Perda de carga [m];
$h_1, h_2, h_3, h_4$	Entalpias do fluido refrigerante [kJ/kg];
$I_t$	Irradiação da superfície exterior [W/m <sup>2</sup> ];



$K_L$	Coefficiente de perda [-];
$k$	Condutibilidade térmica do material [W/m.k];
$L$	Comprimento da aleta/Comprimento da placa [m];
$L_{equi}$	Comprimento equivalente [m];
$L_t$	Comprimento do tubo [m];
$L_t$	Comprimento do tubo [m];
$\dot{m}$	Vazão mássica do fluído refrigerante [kg/s];
$m_{ar}$	Vazão de ar de renovação e abertura de portas [kg/s];
$N$	Fração de energia solar absorvida [-];
$Nu$	Nusselt [-];
$NUT$	Número de unidades de transferência [-];
$P$	Parâmetro P da correção da DTML [-];
$Pr$	Prandtl [-];
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor [W];
$\dot{Q}_{Eteor}$	Quantidade de calor retirado do meio, (Capacidade frigorífica) [W];
$\dot{Q}_{max}$	Taxa de transferência de calor real máxima [W];
$\dot{Q}_{Oteor}$	Quantidade de calor retirado do condensador [W];
$\dot{Q}_{pas}$	Carga térmica dos ocupantes do veículo [W];
$\dot{Q}_{ren}$	Ganho de calor pela renovação e abertura de portas [W];
$\dot{Q}_{sg}$	Energia solar que atravessa a superfície transparente [W];
$\dot{Q}_{sg}$	Energia solar que atravessa a superfície opaca [W];
$R$	Parâmetro R da correção da DTML [-];
$Re$	Número de Reynolds [-];
$t$	Espessura da aleta [m];
$t_d$	Taxa de deslocamento do compressor [m <sup>3</sup> /s];
$t_e$	Temperatura externa [K];
$t_{eq}$	Temperatura equivalente [K];
$t_{f,ent}$	Temperatura de entrada do fluido frio [K];
$t_{f,sai}$	Temperatura de saída do fluido frio [K];
$t_i$	Temperatura interna [K];
$t_{q,sai}$	Temperatura de saída do fluido quente [K];
$t_{q,ent}$	Temperatura de entrada do fluido quente [K];

$t_{real}$	Trabalho real do compressor [kJ/kg];
$U_e$	Coefficiente global de troca de calor baseado na área externa [W/m <sup>2</sup> .k];
$U_i$	Coefficiente global de troca de calor baseado na área interna [W/m <sup>2</sup> .k];
$U_p$	Coefficiente global de transferência de calor da parede [W/m <sup>2</sup> .k];
$V$	Velocidade do fluido [m/s];
$V_{méd}$	Velocidade média do fluido [m/s];
$\dot{W}_{Cteor}$	Potência teórica do compressor [W];
$\dot{W}_{Creal}$	Potência real do compressor [W];
$x$	Título [-];
$x_{ent}$	Título de entrada [-];
$x_{sai}$	Título de saída [-];
$x_t$	Espessura da parede do tubo [m];
$\Delta P$	Diferencial de pressão entre dois fluidos [Pa];
$\Delta P_L$	Queda de pressão [Pa];

### SÍMBOLOS GREGOS

$\alpha$	Absortividade da superfície [%];
$\varepsilon$	Efetividade de um trocador de calor [-];
$\eta_o$	Eficiência da superfície aletada [-];
$\eta_c$	Eficiência isoentrópica de um compressor [%];
$\eta_{ve}$	Eficiência volumétrica efetiva de um compressor [%];
$\mu$	Viscosidade dinâmica do fluido [N.s/m <sup>2</sup> ];
$\nu$	Viscosidade cinemática [m <sup>2</sup> /s];
$\nu_e$	Vazão de entrada no compressor [m <sup>3</sup> /s];
$\nu_{liq}$	Viscosidade cinemática do líquido [m <sup>2</sup> /s];
$\nu_{vap}$	Viscosidade cinemática do vapor [m <sup>2</sup> /s];
$\rho$	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ];
$\rho_{liq}$	Massa específica do fluido refrigerante no estado líquido [kg/m <sup>3</sup> ];
$\rho_{TP}$	Massa específica do fluido refrigerante nas duas fases [kg/m <sup>3</sup> ];
$\rho_{vap}$	Massa específica do fluido refrigerante no estado de vapor [kg/m <sup>3</sup> ];
$\sigma$	Tensão superficial [-];
$\tau$	Transmissibilidade [%];

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>14</b>
1.1	LOCAL DO ESTÁGIO .....	14
1.2	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO .....	15
1.3	OBJETIVO GERAL.....	15
1.4	OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	15
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>17</b>
2.1	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	17
2.1.1	Ciclo Teórico de Compressão a Vapor .....	17
2.1.2	Ciclo Real de Compressão a Vapor .....	18
2.2	COMPONENTES DO SISTEMA DE UM AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO .	19
2.2.1	Compressor .....	19
2.2.2	Válvulas de Expansão Termostáticas .....	21
2.2.3	Trocadores de Calor: Condensador e Evaporador .....	22
2.2.4	Filtro secador .....	29
2.2.5	Dispositivos de segurança .....	30
2.3	PERDA DE CARGA DO FLUIDO REFRIGERANTE .....	31
2.3.1	Perda de carga na região monofásica .....	32
2.3.2	Perda de carga na região bifásica .....	34
2.4	CARGA TÉRMICA .....	36
2.4.1	Carga térmica resultante da geração de calor interno.....	37
2.4.2	Carga térmica de superfícies transparentes.....	37
2.4.3	Carga térmica de superfícies opacas.....	38
2.4.4	Carga térmica resultante da renovação de ar e abertura de porta.....	40
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>41</b>
3.1	DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE AR CONDICIONADO ATUAL .....	41
3.2	DESCRIÇÃO DO ENSAIO .....	41
<b>4</b>	<b>DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....</b>	<b>47</b>
4.1	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA.....	47
4.1.1	Geração de calor interno.....	47
4.1.2	Superfícies transparentes.....	47
4.1.3	Superfícies opacas.....	49

<b>4.1.4</b>	<b>Renovação de ar.....</b>	<b>52</b>
<b>4.1.5</b>	<b>Carga térmica total.....</b>	<b>52</b>
4.2	ENSAIO DO CONDICIONADOR DE AR ATUAL .....	53
4.3	CÁLCULO DE CAPACIDADE DO SISTEMA ATUAL PELO MÉTODO <i>DTML</i> ... 54	
4.4	AVALIAÇÃO DE MELHORIAS NO SISTEMA DE AR CONDICIONADO.....	56
<b>4.4.1</b>	<b>Cálculo de vazão do compressor .....</b>	<b>56</b>
<b>4.4.2</b>	<b>Velocidades do fluido na sucção do sistema atual .....</b>	<b>56</b>
<b>4.4.3</b>	<b>Queda de pressão nas conexões .....</b>	<b>59</b>
4.5	ENSAIO DO AR CONDICIONADOR COM MELHORIAS - PROPOSTA 1 .....	59
4.6	CÁLCULO DE CAPACIDADE DO SISTEMA MELHORADO - PROPOSTA 1 .....	60
4.7	AVALIAÇÃO DA VELOCIDADE NO SISTEMA MELHORADO - PROPOSTA 1	61
4.8	ANÁLISE PARA REFINAMENTO DA PROPOSTA 1 .....	62
4.9	ENSAIO DO AR CONDICIONADOR DA PROPOSTA 1 REFINADA.....	63
4.10	CALCULO DE CAPACIDADE DA PROPOSTA 1 REFINADA.....	63
4.11	AVALIAÇÃO DA VELOCIDADE DA PROPOSTA 1 REFINADA .....	64
4.12	COMPARAÇÃO DOS TRÊS SISTEMAS.....	65
<b>4.12.1</b>	<b>Comparativo entre as perdas de pressões .....</b>	<b>65</b>
<b>4.12.2</b>	<b>Comparativo entre as capacidades dos aparelhos.....</b>	<b>66</b>
<b>4.12.3</b>	<b>Comparativo entre as eficiências dos aparelhos (COP).....</b>	<b>66</b>
<b>4.12.4</b>	<b>Comparativo da carga térmica calculada e capacidade do aparelho .....</b>	<b>67</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>68</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>65</b>
	<b>APÊNDICE A - Condições climáticas de um dia típico de verão do mês de janeiro, em São Paulo.....</b>	<b>68</b>
	<b>APÊNDICE B - Pressões do sistema atual (kPa).....</b>	<b>69</b>
	<b>APÊNDICE C - Dados de pressão aparelho proposta 1 (kPa).....</b>	<b>70</b>
	<b>APÊNDICE D - Dados de pressão aparelho proposta 1 refinada (kPa).....</b>	<b>71</b>
	<b>APÊNDICE E - Planilhas de cálculo para encontrar a vazão do compressor e velocidades do fluido na sucção.....</b>	<b>72</b>
	<b>APÊNDICE F - Planilhas de cálculo para encontrar a capacidade do evaporador através do método <i>DTML</i>.....</b>	<b>73</b>
	<b>APÊNDICE G - Planilha de cálculo de carga térmica de um veículo.....</b>	<b>74</b>
	<b>ANEXO A - Certificado de calibração do termômetro A .....</b>	<b>75</b>

<b>ANEXO B - Certificado de calibração do termômetro B .....</b>	<b>77</b>
<b>ANEXO C - Certificado de calibração do manômetro .....</b>	<b>79</b>
<b>ANEXO D - Certificado de Calibração Tacômetro digital .....</b>	<b>80</b>
<b>ANEXO E - Carta Psicométrica .....</b>	<b>82</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A refrigeração é de grande importância para garantir, entre outras finalidades, o conforto térmico do indivíduo. Os sistemas dedicados para este fim são os de condicionamento de ar, que podem ser dos tipos residenciais, comerciais, industriais ou veiculares.

Devido às altas temperaturas registradas nos últimos anos o mercado de ar condicionado vem buscando melhorias no desempenho de seus sistemas. Cada vez mais os sistemas de ar condicionados são exigidos.

Em geral, para um sistema de ar condicionado os principais componentes são: compressor, condensador, filtro secador, válvula de expansão, evaporador e tubulação de ligação dos componentes. Para o bom funcionamento do sistema todos estes componentes devem estar dimensionados corretamente, de acordo com temperaturas e umidade da região onde o veículo irá rodar.

Entretanto, existem grandes problemas na instalação de um sistema de ar condicionado veicular, um dos quais é o acionamento do compressor, feito por meio de correia acoplada ao eixo principal do motor através de uma embreagem. Desta forma, a rotação varia conforme a do motor do veículo, implicando na mudança constante da sua capacidade.

Outro problema encontrado é a falta de espaço para fixação dos componentes do sistema e passagem da tubulação, sendo normalmente utilizadas muitas curvas e conexões.

A localização do condensador pode ser feita à frente do radiador do motor ou no teto do veículo. Porém a primeira opção é a mais usada, por razão de custo. Por outro lado esta configuração limita o tamanho do condensador que pode ser instalado, além de sofrer constante variação de vazão de ar, devido à variação da velocidade do veículo.

Neste trabalho, é avaliada a configuração que o condensador está localizado na frente do radiador do veículo.

### 1.1 LOCAL DO ESTÁGIO

O presente estágio foi desenvolvido na empresa THM Sistemas, que projeta e fabrica soluções em ar condicionado e climatização automotiva, situada em Caxias do Sul. A empresa foi fundada em junho de 2010, visando atender ao mercado de sistemas de ar condicionado para veículos de transporte de passageiros.

Empresa de pequeno porte, conta com aproximadamente 20 funcionários. O presente estágio foi realizado no setor de engenharia que dispõe de apenas 3 pessoas na equipe técnica.

Os principais clientes da THM são empresas transformadoras de veículos, que convertem vans sem nenhum acabamento nem equipamentos em veículos de transporte leve de passageiros ou ambulâncias.

## 1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Os proprietários de veículos de transporte de passageiros estão buscando cada dia mais pelo conforto de seus passageiros. Alguns destes proprietários estão reclamando com a incapacidade de refrigeração do parêlo de ar condicionado THM 55. Como o projeto empregado no processo produtivo é antigo, a capacidade do parêlo deixa de ser atendida de forma adequada.

Sendo assim, para que a empresa mencionada nesse estudo ofereça soluções adequadas aos clientes, há necessidade de melhorar o rendimento de seu produto. Devido à restrição de espaço, todo sistema de ar condicionado automotivo apresenta grandes quantidades de curvas e conexões na sua tubulação. Uma das possibilidades de intervenção é a redução da queda de pressão do fluido refrigerante nestes pontos, fazendo com que a pressão da saída do evaporador seja o mais próxima possível da entrada da entrada do compressor.

## 1.3 OBJETIVO GERAL

Melhorar a capacidade de um sistema de ar condicionado automotivo, com relação à queda de pressão do fluido refrigerante do sistema.

## 1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Em acordo ao objetivo geral, listam-se abaixo os específicos:

- a) revisar o estado da arte;
- b) levantar as especificações técnicas de um dos modelos de ar condicionado da empresa;
- c) calcular a carga térmica de um veículo característico;
- d) verificar os principais parâmetros de operação e rendimento;

- e) estudar e propor uma alternativa de melhoria efetiva ao sistema;
- f) implementar melhoria ao sistema de teste e verificar novamente seus principais parâmetros de operação e rendimento.;
- g) comparar ambos.



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

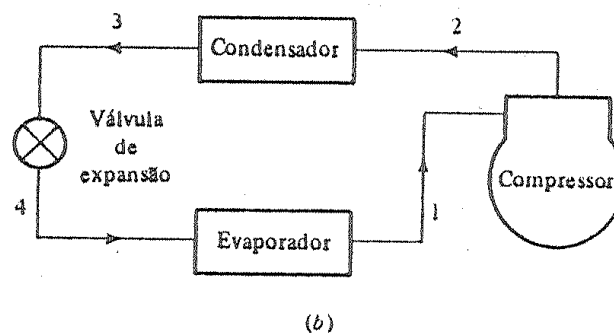
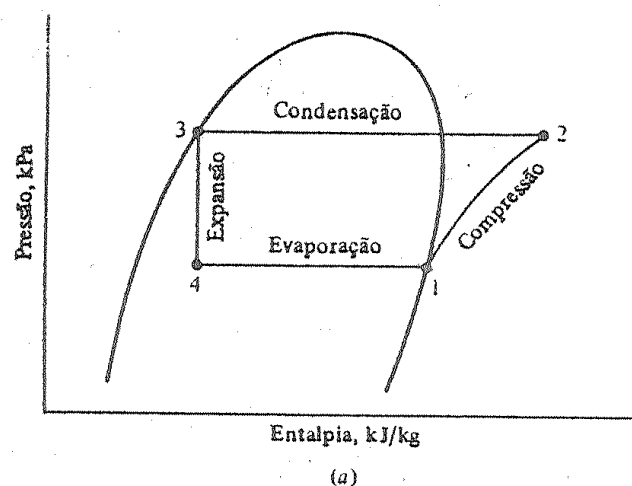
### 2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Os sistemas de refrigeração por compressão a vapor, são os sistemas de refrigeração mais utilizados hoje em dia, o ar condicionado automotivo utiliza este sistema.

#### 2.1.1 Ciclo Teórico de Compressão a Vapor

A figura 1 mostra o ciclo simples, teórico, de refrigeração por compressão a vapor, composto pelos 4 processos termodinâmicos discutidos na sequência, conforme (SONNTAG; BORGNAKKE; 2009).

**Figura 1- Diagrama de pressão x entalpia de um ciclo teórico por compressão a vapor**



Fonte: Stoecker e Jones (1985).

Processo 1 – 2: compressão adiabática reversível (isoentrópica), o fluido refrigerante entra no compressor em forma de vapor em baixa pressão, e sai do compressor como vapor

superaquecido em alta pressão, onde pela primeira lei da termodinâmica, regime permanente desprezando o calor, e os efeitos de energia cinética e potencial. A equação 1 representa o trabalho de compressão do compressor;

$$\dot{W}_{Cteor} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (1)$$

onde  $\dot{W}_{Cteor}$  é a potência teórica do compressor [W],  $\dot{m}$  é a vazão mássica do refrigerante [kg/s] e  $h_1$  e  $h_2$  são as entalpias [kJ/kg] nos pontos 1 e 2; respectivamente.

Processo 2 – 3: condensação isobárica reversível, o vapor superaquecido e com alta pressão entra no condensador e realiza transferência de calor com o meio ambiente, quando o fluido refrigerante deixa o condensador ele é líquido em alta pressão, a equação 2 representa a transferência de calor do condensador;

$$\dot{Q}_{Oteor} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2)$$

onde  $\dot{Q}_{Oteor}$  é a taxa de transferência de calor retirado do condensador, por unidade de tempo [W] e  $h_2$  e  $h_3$  são as entalpias nos pontos 2 e 3 respectivamente [kJ/kg].

Processo 3 – 4: expansão isoentálpica, o líquido em alta pressão entra na válvula de expansão provocando a vaporização instantânea de parte do líquido, deixando em vapor a baixa pressão e temperatura, a equação 3 representa este proceso;

$$h_3 = h_4 \quad (3)$$

onde o  $h_4$  é a entalpia no ponto 4 [kJ/kg].

Processo 4 – 1: evaporação isobárica reversível, o vapor a baixa pressão e o restante do líquido, é vaporizado no evaporador, onde ocorre a transferência de calor do ambiente onde queremos refrigerar para o fluido refrigerante, transformando todo líquido em vapor a baixa pressão, a equação 4 representa a transferência de calor no evaporador.

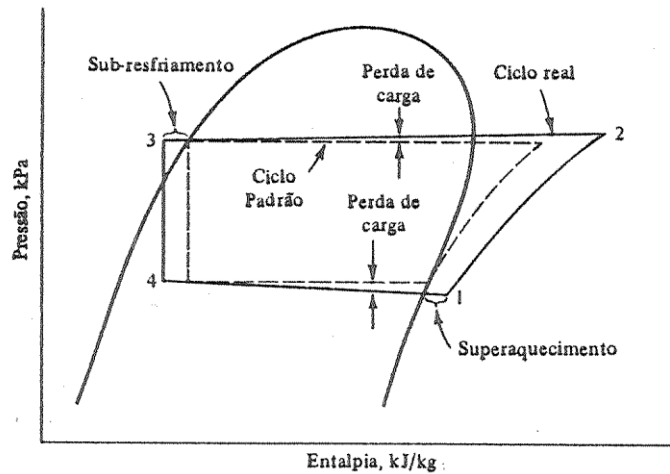
$$\dot{Q}_{Eteor} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (4)$$

onde  $\dot{Q}_{Eteor}$  é a taxa de transferência de calor no evaporador, ou seja do meio para o refrigerante [W].

### 2.1.2 Ciclo Real de Compressão a Vapor

O ciclo real apresentado na figura 2 apresenta algumas diferenças e ineficiências dos processos em comparação ao ciclo teórico.

**Figura 2 - Diagrama de um ciclo de compressão a vapor real**



Fonte: Stoecker e Jones (1985).

A principal delas está na perda de carga no evaporador e no condensador, isso em virtude do atrito do fluido com a tubulação, resultando num trabalho maior de compressão entre os estados 1 e 2 (STOECKER; JONES, 1985).

Assim tem-se uma nova equação para a potência real do compressor.

$$\dot{W}_{Creal} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5)$$

onde  $\dot{W}_{Creal}$  é a potência real de compressor [W].

As grandes diferenças estão no sub-resfriamento e no superaquecimento do ciclo. O sub-resfriamento garante que o fluido refrigerante se transforme totalmente em líquido no condensador antes de entrar na válvula de expansão. O superaquecimento faz com que todo o líquido se evapore no evaporador garantindo que não entre líquido no compressor (STOECKER; JONES, 1985).

## 2.2 COMPONENTES DO SISTEMA DE UM AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO

### 2.2.1 Compressor

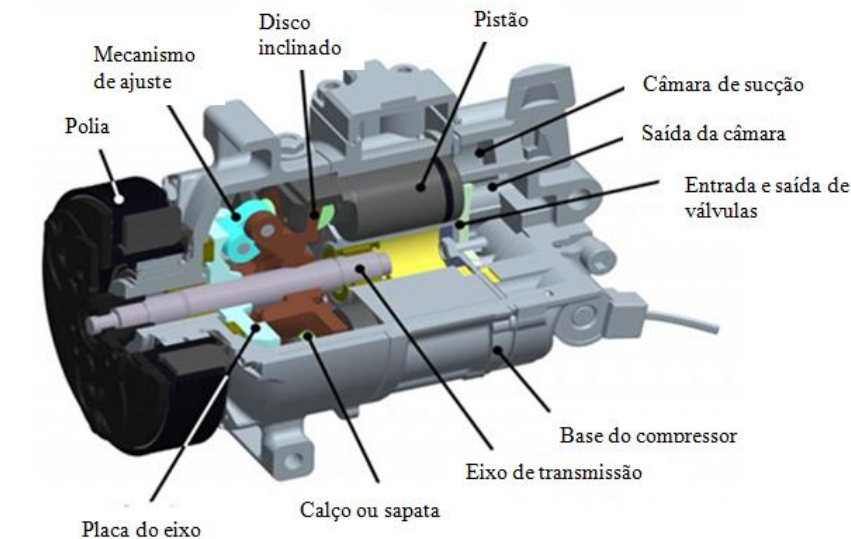
O compressor é responsável pela compressão do fluido refrigerante em forma de vapor após a saída do evaporador, e promover a circulação deste fluido em todo o sistema.

Os principais modelos de compressor são: alternativos, parafuso, centrífugo e palhetas.

O compressor mais utilizado em ar condicionado automotivo e na indústria é o modelo alternativo, ele pode ser fabricado com capacidades pequenas e até centenas de quilowatts. O funcionamento deste modelo de compressor “consiste de um êmbolo movendo-se alternadamente no interior de um cilindro, com as válvulas de aspiração e descarga dispostas convenientemente para permitir a compressão” (STOECKER; JONES, 1985).

A figura 3 mostra um corte em um compressor alternativo, indicando seus principais componentes.

**Figura 3 - Compressor alternativo em corte**



Fonte: K2 ar condicionado (2015).

### 2.2.1.1 Eficiência volumétrica

A eficiência volumétrica efetiva de um compressor é representado pela equação 6:

$$\eta_{ve} = \frac{v_e}{t_d} \cdot 100 \quad (6)$$

onde  $v_e$  é a vazão volumétrica de entrada do compressor [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] e  $t_d$  é a taxa de deslocamento do compressor [ $\text{m}^3/\text{s}$ ].

A taxa de deslocamento do compressor, é o volume coberto pelos êmbolos, do ponto morto superior até o ponto morto inferior, durante o tempo de aspiração, por unidade de tempo (STOECKER; JONES, 1985).

### 2.2.1.2 Eficiência Isoentrópica de Compressão

A eficiência isoentrópica de um compressor em porcentagem é dada através da equação 7.

$$\eta_c = \frac{T_{iso}}{T_{real}} \cdot 100 \quad (7)$$

onde  $T_{iso}$  é o trabalho do compressor isoentrópico [kJ/kg] e  $T_{real}$  é o trabalho real do compressor [kJ/kg].

Os valores de eficiência para a compressão podem variar de 65 a 70% para compressores alternativos abertos. O atrito nos pistões e a perda de carga nas válvulas de aspiração e descarga prejudicam esta eficiência (STOECKER; JONES, 1985).

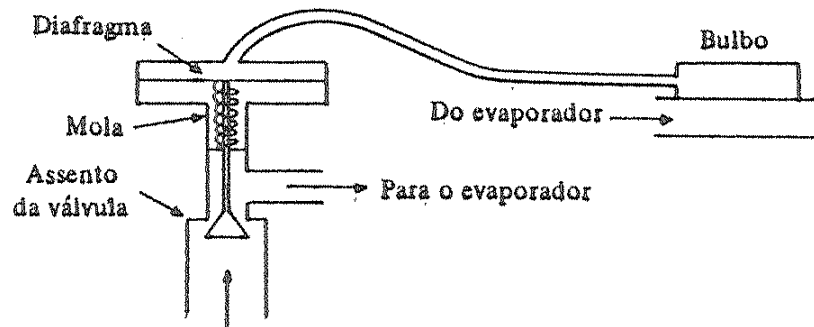
### 2.2.2 Válvulas de Expansão Termostáticas

O objetivo da válvula de expansão é proporcionar a redução da pressão do fluido refrigerante e controlar o fluxo de massa que entra no evaporador, mantendo um superaquecimento constante no sistema.

Um bulbo parcialmente cheio de fluido refrigerante, normalmente do mesmo fluido do sistema de refrigeração, conhecido como fluido ativo, é preso ao evaporador em contato térmico com a tubulação de sucção, este fluido deve estar com a temperatura próxima a do gás de sucção. A pressão do fluido ativo age sobre o diafragma na parte superior, enquanto a pressão do fluido no evaporador age na parte inferior. A mola faz força na haste, no sentido de manter a válvula fechada, enquanto a pressão no diafragma faz força para manter a válvula aberta, assim, o fluido de aspiração deve estar superaquecido para que o fluido ativo tenha uma pressão suficiente para abrir a válvula.

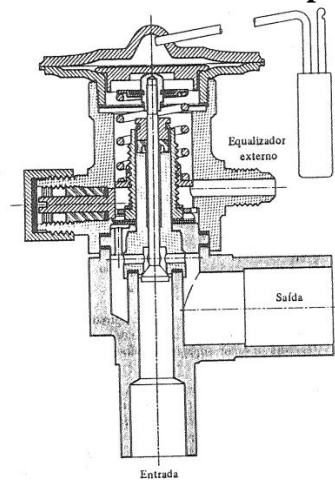
Tem-se dois tipos de válvulas controladas pelo superaquecimento: com equalização interna e com equalização externa (STOECKER; JONES, 1985). A figura 4 mostra um esquema de funcionamento de uma válvula de expansão termostática:

**Figura 4 - Diagrama esquemático da válvula de expansão controlada por superaquecimento**



Fonte: Stoecker; Jones (1985).

**Figura 5 - Corte transversal de uma válvula de expansão de equalização externa**



Fonte: Stoecker; Jones (1985).

A diferença para uma válvula com equalização interna, é um tubo de pequeno diâmetro ligado na sucção a uma pequena câmara, dentro da válvula, na região inferior do diafragma, assim a pressão de sucção passa a agir sobre a superfície do diafragma, a figura 5 ilustra melhor este modelo de válvula (STOECKER; JONES, 1985).

### 2.2.3 Trocadores de Calor: Condensador e Evaporador

Nos trocadores de calor, o fluido refrigerante escoar dentro da tubulação e o ar, por fora. No condensador o ar é aquecido e no evaporador, o ar é resfriado (STOECKER; JONES, 1985).

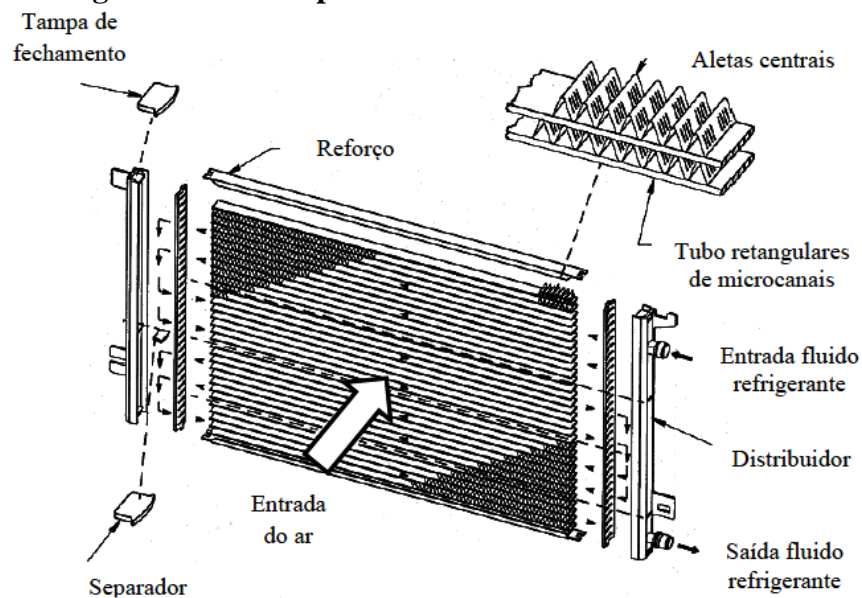
Para sistemas eficientes, baixo custo e peso, são essenciais, para isso necessita-se de um condensador de maior desempenho e menor volume. O trocador de calor de microcanais é um exemplo (VILELA, 2012), ele é mostrado nas figuras 6 e 7.

**Figura 6 – Condensador de microcanais**



Fonte: Autor (2015).

**Figura 7 - Vista explodida condensador de microcanais**



Fonte: Adaptado de Borghese (2012).

O modelo de evaporador mais utilizado em veículos de transporte de passageiros, que requerem uma grande capacidade, é o tubo aleta, pois pode ser fabricado em diversos tamanhos, estes utilizam eletroventiladores para fazer a circulação do ar. A figura 8 ilustra um modelo de evaporador tubo aleta.

**Figura 8- Evaporador tubo aleta**

Fonte: Autor (2015).

### 2.2.3.1 Coeficiente global de transferência de calor

Este coeficiente é uma constante de proporcionalidade, que quando multiplicada pela área de referência dos tubos (interna ou externa) do trocador de calor e pela diferença de temperatura entre os fluidos externo e interno, fornece a taxa de troca de calor (STOECKER e JONES, 1985).

O cálculo do valor do coeficiente global de transferência de calor é dado pela equação 8:

$$\frac{1}{U_e \cdot A_e} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{h_e \cdot A_e} + \frac{x_t}{K \cdot A_m} + \frac{1}{h_i \cdot A_i} \quad (8)$$

onde  $U$  se refere ao coeficiente global de troca de calor [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{k}$ ],  $A$  é a área do tubo [ $\text{m}^2$ ],  $h$  é o coeficiente de troca de calor [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{k}$ ],  $k$  é a condutibilidade térmica do material do tubo [ $\text{W}/\text{m} \cdot \text{k}$ ] e  $x_t$  é a espessura da parede do tubo [ $\text{m}$ ]. Os subscritos  $e$ ,  $i$  e  $m$  representam respectivamente as superfícies externa, interna e circunferencial média do tubo.

Os termos  $\frac{1}{U_e \cdot A_e}$  e  $\frac{1}{U_i \cdot A_i}$  são as resistências térmicas totais a transferência de calor entre o fluido refrigerante e o ar, e correspondem a soma das resistências individuais sendo que,  $\frac{1}{U_i \cdot A_i}$  é a resistência térmica do fluido refrigerante junto à superfície interna do tubo,  $\frac{x_t}{K \cdot A_m}$  é a resistência térmica da parede do tubo e  $\frac{1}{U_e \cdot A_e}$  é a resistência térmica do ar junto à parede externa dos tubos.

Para diminuir o valor da resistência térmica do fluido refrigerante na superfície interna do tubo, aumenta-se a área  $A_e$ , através de aletas na parte externa dos tubos. Assim



tem-se a equação 9 para o coeficiente global de transferência de calor (STOECKER; JONES, 1985).

$$\frac{1}{U_e \cdot A_e} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{h_e \cdot (A_p + \eta_o \cdot A_{es})} + \frac{x_t}{K \cdot A_m} + \frac{1}{h_i \cdot A_i} \quad (9)$$

onde  $A_p$  é a área descoberta do tubo [m<sup>2</sup>],  $A_{es}$  é a área estendida da aleta [m<sup>2</sup>],  $h_e$  é o coeficiente de troca de calor na superfície externa do tubo [W/m<sup>2</sup>.k] e  $\eta_o$  é a eficiência global de uma superfície aletada [-].

A grandeza  $\eta_o$  é conhecida como eficiência global da superfície ou efetividade da temperatura de uma superfície aletada, que pode ser representada pela equação 10 (STOECKER; JONES, 1985).

$$\eta_o = \frac{\tanh.(ML)}{ML} \quad (10)$$

O valor de  $M$ , é representado pela equação 11:

$$M = \sqrt{\frac{h_e}{k \cdot t}} \quad (11)$$

onde  $L$  é o comprimento da aleta [m],  $t$  é a espessura da aleta [m] e  $k$  é a condutividade térmica do material da aleta [W/m.k]. A equação da eficiência da aleta pode sofrer variações dependendo da sua geometria.

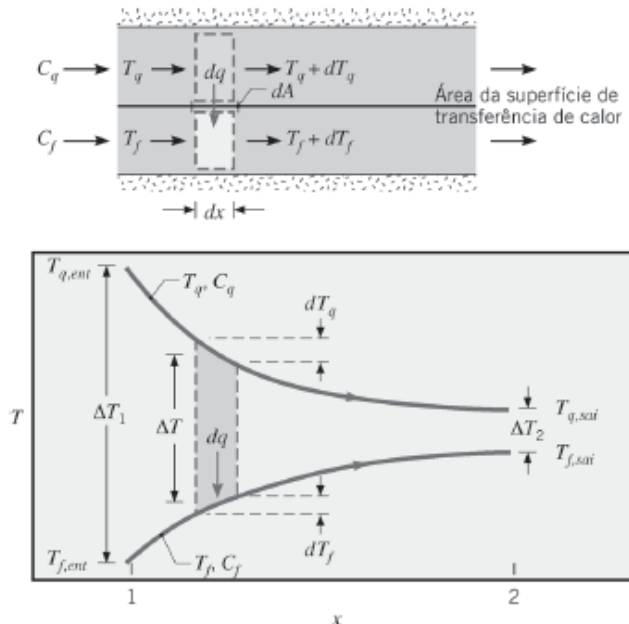
### 2.2.3.2 Diferença de temperatura média logarítmica em trocador de calor

Para análise térmica de um trocador de calor a taxa total de transferência de calor é muito importante. Porém a diferença de temperatura entre os fluidos quente e frio não é constante, e varia com a distância ao longo do trocador de calor. Na análise de transferência de calor, é importante relacionar uma diferença de temperatura DTML, entre os fluidos quente e frio, de modo que a taxa de transferência de calor  $Q$  entre os fluidos possa ser determinado pela com equação 12 (OZISIK, 1990).

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot DTML \quad (12)$$

A  $DTML$  para trocadores de calor com escoamento paralelo é dado pela equação 13, e exemplificada na figura 9.

**Figura 9 - Distribuição de temperaturas em um trocador de calor com escoamento paralelo**



Fonte: Incropera e Dewitt (2008)

$$DTML = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{(t_{q,ent} - t_{f,ent}) - (t_{q,sai} - t_{f,sai})}{\ln\left[\frac{(t_{q,ent} - t_{f,ent})}{(t_{q,sai} - t_{f,sai})}\right]} \quad (13)$$

onde  $t_{f,sai}$  e  $t_{f,ent}$  são as temperaturas do fluido frio na saída e na entrada respectivamente [K], e  $t_{q,sai}$  e  $t_{q,ent}$  são as temperaturas do fluido quente na saída e na entrada respectivamente [K].

Para escoamento de correntes opostas a equação 14 é melhor representada.

$$DMLT = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(t_{q,ent} - t_{f,sai}) - (t_{q,sai} - t_{f,ent})}{\ln\left[\frac{(t_{q,ent} - t_{f,sai})}{(t_{q,sai} - t_{f,ent})}\right]} \quad (14)$$

Para trocadores de calor de correntes cruzadas e multipasse, deve-se incluir um fator de correção  $F$ , de modo que a  $DTML$  possa ser ajustada para representar a diferença efetiva de temperatura  $DTML_{corr}$ , que é representada pela equação 15.

$$DTML_{corr} = F \cdot DTML \quad (15)$$

onde a DTML deve ser calculada nas condições de correntes opostas. A figura 10 representa o fator de correção  $F$  em algumas configurações usualmente empregadas nos trocadores de calor.

A abscissa é a razão adimensional  $P$ , definida pela equação 16.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (16)$$

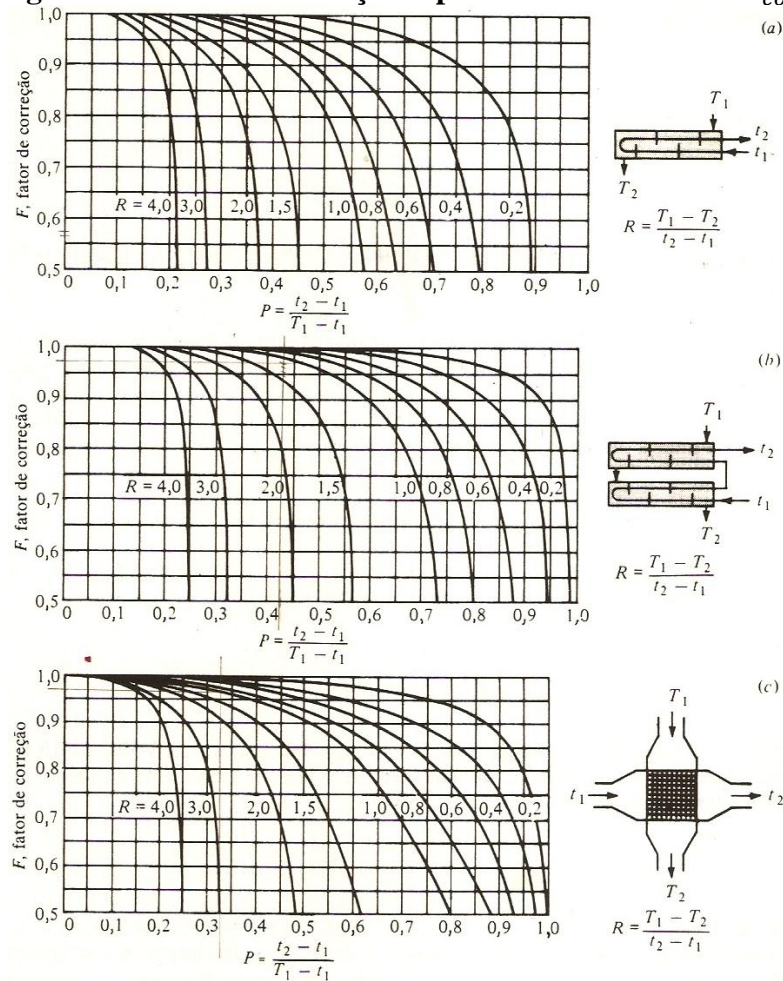
onde  $T$  se refere à temperatura do lado do casco [K],  $t$  é a temperatura do lado dos tubos [K], e os subscritos 1 e 2 representam respectivamente as condições de entrada e saída do fluido.

O parâmetro  $R$  que aparece nas curvas é definido pela equação 17.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (17)$$

Os fatores de correção podem ser aplicados para o fluido quente quando estiver no lado do casco, e também quando estiver no lado do tubo (OZISIK, 1990).

**Figura 10 - Fator de correção F para o cálculo de  $DTML_{corr}$**



Fonte: Ozisik (1990)

### 2.2.3.3 Método da efetividade $\varepsilon$ – Número de unidades de transferência ( $NUT$ )

Quando as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos quente e frio, e o coeficiente transferência global de calor são conhecidos, o método DTML, pode ser empregados para resolver problemas de dimensionamento ou cálculo térmico.

Porém em alguns casos apenas a temperatura de entrada e as vazões dos fluidos quente e frio são conhecidas, assim não se consegue calcular através do método DTML, pois as temperaturas de saídas não são conhecidas. Com isso o método  $\varepsilon - NUT$  pode ser empregado (OZISIK, 1990).

Este método é amplamente utilizado em projetos para trocadores de calor mais compactos, principalmente em aplicações automotivas e aeronáuticas de condicionamento de ar, entre outras (OZISIK, 1990).

A taxa real de transferência de calor em relação ao método  $\varepsilon - NUT$ , pode ser calculada através da equação 18.

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (18)$$

A efetividade  $\varepsilon$  pode ser definida como a razão entre as taxas de transferências de calor real ( $\dot{Q}$ ) e máxima de um trocador de calor ( $\dot{Q}_{\max}$ ), conforme equação 19.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (19)$$

A equação 20 é aproximada e representa a relação entre a efetividade  $\varepsilon$  e o número de unidades de transferência de calor NUT em um trocador de calor com correntes cruzadas (OZISIK, 1990).

$$\varepsilon \cong 1 - \exp\left[\frac{1}{C} \cdot NUT^{0,22} \cdot \exp(-C \cdot NUT^{0,78} - 1)\right] \quad (20)$$

Nas aplicações práticas de projetos de trocadores de calor, pode-se definir que o número de unidades de transferência de calor (NUT), adimensional, é dado pela equação 21, e o valor de  $C$  é representado pela equação 22.

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (21)$$

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (22)$$

onde  $C_{\min}$  é a capacidade térmica mínima [W/K] e  $C_{\max}$  é a capacidade térmica máxima do material [W/K].

#### 2.2.4 Filtro secador

Segundo Danfoss (2015), o filtro secador é responsável pelas seguintes funções:

- a) reter possíveis resíduos gerados durante a instalação;
- b) absorver a umidade do sistema que pode se formar durante a instalação ou manutenção; e
- c) prevenir a formação de ácido a partir da água, do óleo, do fluido refrigerante ou de altas temperaturas.

## 2.2.5 Dispositivos de segurança

### 2.2.5.1 Termostato

Abrem e fecham contatos elétricos. Este dispositivo é posicionado na serpentina do evaporador (PIRANI, 2012).

Pode-se classificar os termostatos como:

- a) bimetálicos, que convertem as variações de temperatura em deflexões de uma barra metálica, abrindo e fechando os contatos. O funcionamento depende de dois metais diferentes, com diferentes coeficientes de dilatação térmica, com isso o conjunto se deflete quando a temperatura varia;
- b) com bulbo, que contém um gás ou líquido, que quando a temperatura aumenta ou diminui, também há variação de pressão do fluido que é transmitido ao fole do termostato, sendo que o movimento deste fole fecha ou abre os contatos do mecanismo de alavanca; e
- c) eletrônicos, que são compostos por um termistor, cuja resistência varia com a temperatura.

### 2.2.5.2 Pressostatos

São interruptores elétricos, acionados pela pressão, que são responsáveis pelo desligamento do sistema de ar condicionado, quando a pressão do sistema tiver alguma alteração fora das especificações máximas ou mínimas. A maioria destes pressostatos acionam novamente o sistema quando a pressão volta ao normal (PIRANI, 2012)

Pode-se classificar os pressostatos como:

- a) de baixa, que são posicionados na linha de sucção do sistema, desligando o mesmo, quando a pressão se torna menor do que o valor determinado;
- b) de alta, os quais são posicionados na linha de líquido do sistema, desligando o mesmo quando a pressão se torna maior do que o valor determinado; e
- c) de alta e baixa, sendo normalmente posicionados na linha de líquido do sistema, fazendo a função dos dois pressostatos anterior em um apenas.

### 2.3 PERDA DE CARGA DO FLUIDO REFRIGERANTE

A perda de carga ou perda de pressão é o diferencial de pressão medido entre dois pontos de um sistema de ar condicionado, esta perda de pressão não é desejada, pois refletem em perdas de capacidade de um sistema, porém na válvula de expansão esta queda de pressão é desejável (AMOR, 2014).

As perdas de pressão são totalmente inevitáveis em todo o fluido que se desloca dentro de uma tubulação. Perdas essas devido à fatores como o atrito interno do próprio fluido e o atrito do fluido com as paredes do tubo e seus acessórios, de modo que, quanto maior a tubulação, maior será a perda de carga (AMOR, 2014).

Normalmente em sistemas de ar condicionado automotivo uma porção do óleo do compressor também circula com o fluido refrigerante, este óleo deve passar no circuito e retornar com segurança para o compressor. Para conseguir isto deve-se garantir velocidades altas para um arraste correto do óleo, porém com estas altas velocidades e o óleo serão geradas maiores perdas de carga (AMOR, 2014).

Segundo Amor (2014) a linha de sucção é crítica em relação a queda de pressão, pois ela afeta diretamente na eficiência do sistema, pois gerará uma maior relação de compressão. Para evitar estas perdas a tubulação deve seguir o percurso mais direto possível evitando a instalação de curvas e outros acessórios desnecessários. Velocidades típicas para o dimensionamento da linha de sucção vão de 5 até 10m/s, e a perda de pressão ideal segundo Matos (2015) é de 21kPa. Nesta linha deve-se tomar cuidado com a velocidade do fluido, pois o fluido refrigerante em baixas temperaturas possui baixa densidade e dificulta o arraste do óleo do compressor.

Na linha de descarga Amor (2014) diz que em regra geral a tubulação não deve ter uma perda maior que 34,5 kPa (5 psi). Velocidades típicas para a seleção desta linha vão de 10 até 13m/s.

A linha de líquido não transporta fluido refrigerante no estado gasoso, assim o óleo se mistura com maior facilidade com o refrigerante líquido. Em trechos ascendentes as perdas de cargas são maiores em comparação a trechos horizontais. A perda de pressão por metro ascendente para o fluido R134a é de 11,3 kPa (1,63 psi). Para evitar um sistema ineficiente deve-se garantir que o subresfriamento na linha de líquido seja suficiente para que mesmo com a perda de carga devido a tubulação o fluido não sofra saturação (AMOR, 2014).

### 2.3.1 Perda de carga na região monofásica

O escoamento de líquido ou gás através de tubos ou dutos é usado principalmente em aplicações de aquecimento e resfriamento, e nas redes de distribuição de fluidos. Estes fluidos geralmente são forçados por bombas, compressores ou ventiladores.

O fator importante para este tipo de escoamento é o atrito, que está diretamente relacionado à queda de pressão e à perda de carga. Um sistema típico de tubulação envolve tubos de diâmetros diferentes, curvas conexões e vários outros acessórios (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

#### 2.3.1.1 Escoamento Laminar em tubos

O escoamento é laminar quando o número de Reynolds ( $Re$ ) for menor de 2300. A queda de pressão  $\Delta P$  está relacionada diretamente a potência do ventilador ou bomba para manter o escoamento. A relação de queda de pressão e perda de carga é válida para escoamentos laminares ou turbulentos, tubos circulares e não circulares e tubos com superfícies lisas ou rugosas (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

A equação 23 representa a queda de pressão teórica e analítica em dutos horizontais, de um escoamento laminar completamente desenvolvido. A equação 24 representa a perda de carga, e a equação 25 é a vazão volumétrica de um escoamento (FOX; PRITCHARD; McDONALD, 2010).

$$\Delta P_L = \frac{128 \cdot \mu \cdot L \cdot Q}{\pi \cdot D^4} = 32 \cdot \frac{\mu \cdot V_{méd} \cdot L}{D^2} \quad (23)$$

$$h_L = \frac{\Delta P_L}{\rho} = f \cdot \frac{L_t}{D} \cdot \frac{V_{méd}^2}{2} \quad (24)$$

$$Q = V_{méd} \cdot \frac{\pi \cdot D^4}{4} \quad (25)$$

onde  $g$  é a gravidade [ $m/s^2$ ],  $L_t$  é o comprimento do tubo [ $m$ ],  $D$  é o diâmetro do tubo [ $m$ ],  $\rho$  é a massa específica [ $kg/m^3$ ],  $V_{méd}$  é a velocidade média do fluido [ $m/s$ ],  $f$  é o fator de atrito [-],  $\Delta P_L$  é a diferença de pressão entre dois pontos [ $Pa$ ] e  $\mu$  é a viscosidade absoluta do fluido [ $Pa \cdot s$ ].



O fator de atrito em escoamento laminar completamente desenvolvido em tubos circulares é representado pela equação 27. Esta equação é válida para escoamentos laminares.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (26)$$

### 2.3.1.2 Escoamento turbulento em tubos

No escoamento turbulento não se pode avaliar a queda de pressão analiticamente, deve-se recorrer a resultados experimentais. A perda de carga continua como na equação 23, porém o fator de atrito sofre alterações, este fator pode ser estimado pelo diagrama de Moody, que é uma representação gráfica da equação de Colebrook, ou por expressões para cada tipo de escoamento. A equação 27 representa a queda de pressão para um escoamento turbulento considerando o fator de atrito (FOX; PRITCHARD; McDONALD, 2010).

$$\Delta P_L = f \cdot \frac{L_t}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V_{méd}^2}{2} \quad (27)$$

Para um escoamento turbulento em tubo liso, Blasius estabeleceu o fator de atrito através da equação 28, para números de Reynolds maior que  $10^5$  (FOX; PRITCHARD; McDONALD, 2010).

$$f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (28)$$

Para evitar a necessidade do uso de métodos gráficos na obtenção de  $f$  para escoamento turbulento diversas equações foram criadas, porém a equação 29 de Colebrook é largamente utilizada para o cálculo do fator de atrito para tubos rugosos (FOX; PRITCHARD; McDONALD, 2010).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left( \frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (29)$$

### 2.3.1.3 Perda de carga localizada

Nas tubulações tem-se trechos retos de tubos, mas também apresentam outros componentes como, válvulas, cotovelos, reduções, etc. Normalmente estas perdas são

determinadas experimentalmente, para a maioria dos componentes, e são fornecidos de forma adimensional (YOUNG; MUNSON; OKIISHI, 2005).

O método mais utilizado para determinar esta perda é baseado no coeficiente de perda  $K_L$ , que é representado pela equação 30.

$$K_L = \frac{\Delta P}{V^2/2g} \quad (30)$$

Normalmente o coeficiente de perda é conhecido, através de tabelas, quando este coeficiente é conhecido, a perda de carga e a queda de pressão podem ser escritas como na equação 31 e 32, respectivamente. Para calcular a perda de carga de um sistema é necessário fazer o somatório das perdas de todos os componentes (YOUNG; MUNSON; OKIISHI, 2005).

$$h_L = K_L \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (31)$$

$$\Delta P_L = K_L \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \quad (32)$$

Outro método utilizado para calcular a perda de carga localizada, é pelo método do comprimento equivalente, representado pela equação 33.

$$L_{equiv} = \frac{D}{f} \cdot K_L \quad (33)$$

A perda de carga do componente é equivalente a perda de carga causada por um tubo de linha reta, de modo que a perda de carga pode ser calculada simplesmente adicionando  $L_{equiv}$  ao comprimento total do tubo (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

### 2.3.2 Perda de carga na região bifásica

Em um sistema de refrigeração o fluido entra no condensador como vapor superaquecido e o deixa em forma de líquido sub-resfriado. Os cálculos de queda de pressão são feitos separadamente para as regiões de vapor superaquecido, bifásica líquido-vapor e de líquido sub-resfriado.

O cálculo da perda de carga na fase de líquido sub-resfriado e na fase de vapor superaquecido é representada pela equação 24 já citada.

Autores trazem diferentes tipos de métodos de cálculo para a queda de pressão na região bifásica, porém o método muito utilizado é proposto por Subramaniam (2004). Este método separa a queda de pressão por atrito e a queda de pressão por desaceleração. Segundo Friedel (1979 apud SUBRAMANIAM, 2004) a equação 34 representa a queda de pressão por atrito em um sistema bifásico.

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_{\text{atrito}} = \Phi_{liq}^2 \cdot \left(\frac{dp}{dx}\right)_{lo} = \Phi_{liq}^2 \cdot \frac{f_{lo} \cdot G^2}{2 \cdot D_{ht} \cdot \rho_{liq}} \quad (34)$$

sendo,

$$\Phi_{liq}^2 = E + \frac{3 \cdot 24 \cdot F \cdot H}{Fr^{0,045} \cdot We^{0,035}}$$

$$We = \frac{G^2 \cdot D_{ht}}{\rho_{TP} \cdot \sigma}$$

$$Fr = \frac{G^2}{g \cdot D_{ht} \cdot \rho_{TP}}$$

$$F = x^{0,78} \cdot (1 - x)^{0,24}$$

$$\rho_{TP} = \left[ \frac{x}{\rho_{vap}} + \frac{1 - x}{\rho_{liq}} \right]^{-1}$$

$$H = \left( \frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} \right)^{0,91} \cdot \left( \frac{\nu_{vap}}{\nu_{liq}} \right)^{0,19} \cdot \left( 1 - \frac{\nu_{vap}}{\nu_{liq}} \right)^{0,7}$$

$$E = (1 - x^2) + x^2 \cdot \frac{\rho_{liq} \cdot f_{go}}{\rho_{vap} \cdot f_{lo}}$$

onde  $G$  é o fluxo de massa [kg/s],  $D_{ht}$  é o diâmetro hidráulico do tubo [m],  $\rho_{TP}$  é a densidade nas duas fases [kg/m<sup>3</sup>],  $\rho$  é a massa específica do fluido refrigerante [kg/m<sup>3</sup>],  $\sigma$  é a tensão superficial [-],  $x$  é o título [-],  $\nu$  é a viscosidade cinemática [m<sup>2</sup>/s],  $f_{go}$  é o fator de atrito do vapor apenas (Darcy) [-],  $f_{lo}$  é o fator de atrito do líquido apenas (Darcy) [-]. Os subscritos *liq* e *vap* representam os estados físicos de líquido e vapor respectivamente.

A queda de pressão para a desaceleração na região bifásica em um determinado trecho de canalização é representada pela equação 35, esta desaceleração é devido a redução do volume do fluido quando transformado em líquido (BUTTERWORTH, 1975 apud SUBRAMANIAM, 2004).

$$\left[\frac{dp}{dx}\right]_{dec} = G^2 \cdot \left[ \frac{x_{sai}^2}{\sigma_v \cdot \rho_{vap}} + \frac{(1 - x_{ent})^2}{(1 - \sigma_v) \cdot \rho_{liq}} \right] - G^2 \cdot \left[ \frac{x_{ent}^2}{\sigma_v \cdot \rho_{vap}} + \frac{(1 - x_{sai})^2}{(1 - \sigma_v) \cdot \rho_{liq}} \right] \quad (35)$$

sendo,

$$\sigma_v = \left[ 1 + 0,28 \cdot \left( \frac{1 - x}{x} \right)^{0,64} \cdot \left( \frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}} \right)^{0,36} \cdot \left( \frac{\mu_{liq}}{\mu_{vap}} \right)^{0,07} \right]^{-1}$$

onde  $x_{ent}$  e  $x_{sai}$  respectivamente representam o título de entrada e de saída [-].

Além da queda de pressão por atrito e de desaceleração existe uma perda de pressão adicional devido às curvas e acessórios. A equação 36 representa a queda de pressão em curvas e acessórios na região bifásica (ROHSENOW et al. 1985, apud SUBRAMANIAM, 2004).

$$\Delta P_{bend} = K_L \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \left[ 1 + 2 \cdot x \cdot \frac{\rho_{liq}}{\rho} \right] \quad (36)$$

onde  $K_L$  é a coeficiente de perda [-],  $\rho$  é a massa específica [kg/m<sup>3</sup>],  $\rho_{liq}$  é a massa específica do fluido refrigerante no estado líquido [kg/m<sup>3</sup>] e  $V$  é a velocidade do fluido [m/s<sup>2</sup>].

## 2.4 CARGA TÉRMICA

Para a aplicação de um sistema de ar condicionado em um determinado veículo, é necessário fazer o cálculo de carga térmica. Assim pode-se dimensionar a capacidade de refrigeração correta do ar condicionado. Segundo Stokes e Jones (1985) deve-se considerar quatro fatores que influenciam na carga térmica:

- a) carga resultante da geração de calor interno;
- b) carga resultante de superfícies transparentes;
- c) carga resultante de superfícies opacas;
- d) carga resultante da renovação de ar.

A seguir é detalhada cada uma destas cargas.

### 2.4.1 Carga térmica resultante da geração de calor interno

As principais fontes geradoras de calor interna de um veículo são luzes, passageiros e equipamentos. Como o ganho de calor de lâmpadas e equipamentos em um veículo são pequenos, pode-se considerar apenas o ganho de calor dos passageiros, a tabela 1 mostra o calor liberado por pessoa em desempenhando algumas atividades (STOECKER; JONES, 1985).

**Tabela 1 - Calor proveniente dos ocupantes**

Atividade	Calor liberado, W	Calor Sensível liberado, %
Sono	70	75
Sentado, quieto	100	60
Em pé	150	50
Andando (3 km/h)	305	35
Trabalho de escritório	105	55
Aula (professor)	175	50
Loja	185	50
Trabalho individual	300-600	35

Fonte: Adaptado de Stoecker (1985).

### 2.4.2 Carga térmica de superfícies transparentes

Segundo Stoecker e Jones (1985) para superfícies transparentes como vidros do veículo, a equação 37 representa a energia solar que a atravessa.

$$\dot{Q}_{sg} = A \cdot I_t \cdot (\tau + N \cdot \alpha) = A \cdot I_t \cdot \left( \tau + \frac{U \cdot \alpha}{h_e} \right) \quad (37)$$

onde  $A$  é a área da superfície [ $m^2$ ],  $I_t$  é a irradiação da superfície exterior [ $W/m^2$ ],  $\tau$  é a transmissibilidade [%],  $\alpha$  é a absortividade da superfície [%] e  $N$  é a fração de energia solar absorvida que é transmitida para o ambiente interno por condução e convecção [-].

Pode-se utilizar um fator de sombreamento  $CS$  para diminuir a energia solar que atravessa a superfície do vidro, este fator refere-se a películas, cortinas ou a classe do vidro (STOECKER; JONES, 1985). Assim tem-se a equação 38.

$$\dot{Q}_{sg} = A \cdot I_t \cdot (\tau + N \cdot \alpha) \cdot CS = A \cdot I_t \cdot \left( \tau + \frac{U \cdot \alpha}{h_e} \right) \cdot CS \quad (38)$$

A tabela 2 apresenta distintos valores de coeficiente de sombreamento (CS), em relação a classe do vidro e as cortinas.

**Tabela 2 - Coeficiente de sombreamento**

Tipo do Vidro	Espessura do vidro, mm	Sem sombra/interno	Persiana		Cortinas tipo "rolo"	
			Médio	Claro	Escuro	Claro
Vidros simples						
Folha normal	3	1	0,64	0,55	0,59	0,25
Laminado	6-12	0,95	0,64	0,55	0,59	0,25
Absorvedor	6	0,7	0,57	0,53	0,4	0,3
	10	0,5	0,54	0,52	0,4	0,28
Folha dupla						
Folha normal	3	0,9	0,57	0,51	0,6	0,25
Laminado	6	0,83	0,57	0,51	0,6	0,25
Reflexivo	6	0,2-0,4	0,2-0,33			

Fonte: Adaptado de Stoecker (1985)

### 2.4.3 Carga térmica de superfícies opacas

Em um processo de transferência de energia solar em uma parede opaca, parte da energia é absorvida pela parede e transferida para o interior do veículo, o restante é refletida. A equação 39 representa a transferência de energia solar pela parede opaca. (STOECKER; JONES, 1985).

$$\dot{Q}_p = U_p \cdot A \cdot (t_{eq} - t_i) \quad (39)$$

onde:

$$t_{eq} = t_e + \frac{\alpha \cdot I_t}{h_e} \quad (40)$$

e  $U_p$  é o coeficiente global de transferência de calor da parede [W/m<sup>2</sup>.k],  $h$  é coeficiente de transferência de calor [W/m<sup>2</sup>.k], e  $t$  representa a temperatura [K]. Os subscritos  $i$  e  $e$  se referem as superfícies interna e externa respectivamente.

Segundo Centini (2011) o coeficiente global de transferência de calor  $U_p$  pode ser calculado pela equação 41, onde engloba os efeitos de condução e convecção.

$$U_p = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum_{j=1}^n \frac{e_j}{k_j} + \frac{1}{h_i}} \quad (41)$$

onde  $h_e$  e  $h_i$  são os coeficientes de convecção do lado externo e interno do veículo [W/m<sup>2</sup>.k],  $e_j$  é a espessura das camadas que compõem a parede [m], e  $k_j$  é a condutividade térmica dos materiais das camadas [W/m<sup>2</sup>.k].

Para determinar o coeficiente global de transferência de calor  $U_p$  deve-se encontrar os coeficientes de convecção externo e interno do veículo. Para isso considera-se os efeitos do escoamento de ar sobre uma placa plana CENTINI (2011).

Segundo Centini (2011) o coeficiente de convecção externo e interno pode ser calculado através da equação 42 que considera a relação com o número de Nusselt.

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} \quad (42)$$

onde  $h$  pode ser o coeficiente de convecção externo e interno [W/m<sup>2</sup>.k],  $L$  é o comprimento da placa e  $k$  é a condutividade térmica do material [W/m<sup>2</sup>.k].

Para calcular o número de Nusselt é necessário saber se o escoamento é laminar ou turbulento, segundo Centini (2011), se o escoamento for laminar utiliza-se a equação 43 e se o escoamento for turbulento utiliza-se a equação 44.

$$Nu = 0,664 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (43)$$

$$Nu = \left(0,037 \cdot Re^{\frac{4}{5}} - 871\right) \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (44)$$

onde  $Re$  é o número de Reynolds [-] e  $Pr$  é o número de Prandtl [-].

Para saber se o escoamento é laminar ou turbulento é necessário fazer o cálculo do número de Reynolds, que pode ser feito através da equação 45. Se Reynolds for maior que 2300, o escoamento é turbulento se for menor, é laminar.

$$Re = \frac{V \cdot L}{\nu} \quad (45)$$

onde  $V$  é a velocidade do fluido [m/s],  $L$  é o comprimento da placa [m], e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do ar [m<sup>2</sup>/s].

Segundo Santos (2005) a equação 39 é válida para paredes de compartimentos de motores também. Porém deve-se utilizar a temperatura do ar do compartimento do motor no lugar da temperatura equivalente ( $t_{eq}$ ).

#### 2.4.4 Carga térmica resultante da renovação de ar e abertura de porta

Segundo Martinelli (2008) a renovação de ar é a combinação do fornecimento de ar externo e a retirada do ar viciado de dentro do veículo. A taxa de ar externo introduzido no ambiente interno é especificada por normas ASHRAE. Se esta renovação não for obedecida, o acúmulo de dióxido de carbono pode provocar efeitos adversos á saúde, como dor de cabeça, mal estar e até problemas de pele.

Segundo Santos (2005) o ganho de calor pela renovação de ar pode ser calculado pela equação 42, onde as entalpias do ar interno e externo dependem da umidade e da temperatura. Esta equação também é válida para as entradas de ar por infiltração de fendas de qualquer abertura na carroceria do veículo.

A carga térmica devido a entrada de ar externo através da abertura de portas do veículo para a entrada e saída de passageiros também é calculada pela equação 46.

$$\dot{Q}_{ren} = \dot{m}_{ar} \cdot (h_{ext} - h_{int}) \quad (46)$$

onde  $\dot{m}_{ar}$  é a vazão de ar de renovação ou abertura de portas [kg/s],  $h_{ext}$  e  $h_{int}$  são, respectivamente, as entalpias do ar externo e interno [kJ/kg].



### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Nesse capítulo está demonstrada a descrição geral das atividades realizadas e especificações do aparelho de ar condicionado em teste.

#### 3.1 DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE AR CONDICIONADO ATUAL

O sistema de ar condicionado analisado foi o modelo THM55, da empresa THM Sistemas, cujas características técnicas são as seguintes:

- a) fluido refrigerante R134a, com 1,2 kg;
- b) capacidade teórica do evaporador fornecida pelo fabricante Serraff de 9,57 kW;
- c) tensão de 24V;
- d) condensador de alumínio de microcanais (760 x 550 x 20 mm), com um ventilador axial da Imobras, com vazão de 3000 m<sup>3</sup>/h;
- e) serpentina do evaporador em tubo/aleta (tubos em cobre e aletas em alumínio), com 2 ventiladores radiais da Imobras, com vazão de 760 m<sup>3</sup>/h cada;
- f) compressor Denso a pistão de 150 cc/rpm;
- g) tubulação da linha de líquido de 3/8'' em alumínio e mangueira com 8 mm de diâmetro interno;
- h) tubulação de sucção de 5/8'' em alumínio e mangueira com 12,5 mm de diâmetro interno;
- i) tubulação de descarga de 1/2'' em alumínio e mangueira 10 mm de diâmetro interno.

#### 3.2 DESCRIÇÃO DO ENSAIO

Os equipamentos que foram utilizados nos ensaios são os seguintes, cujos certificados de calibração estão nos anexos A, B, C e D.

- a) termômetro da marca Full Gauge, modelo penta, com faixa de medição entre -50 a 105 °C, temperatura de operação de 0 a 50 °C, resolução de 0,1° C de -50 a 105 °C e precisão de  $\pm 0,3$  %;
- b) manômetro digital modelo R117, com precisão (a 22°C): 0,75%f.e., gama de medição até 00 bar e resolução de 0.01 bar;

- c) tacômetro foto/contato digital, da marca Minipa, com faixa de medição de 2.5 ~99999 RPM, precisão de  $\pm (0,05\%+1D)$  e resolução de 0,1 RPM (2,5 ~999.9 - Foto) 1 RPM ( $\geq 1000$  RPM - Foto).

Os ensaios foram realizados no laboratório de testes da empresa THM Sistemas, situada em Caxias dos sul. O sistema foi montado em uma câmara de testes dividida em duas partes, uma para o condensador e a outra para o evaporador, que teve temperatura controlada e suas dimensões são de 29 m<sup>3</sup> para cada repartição.

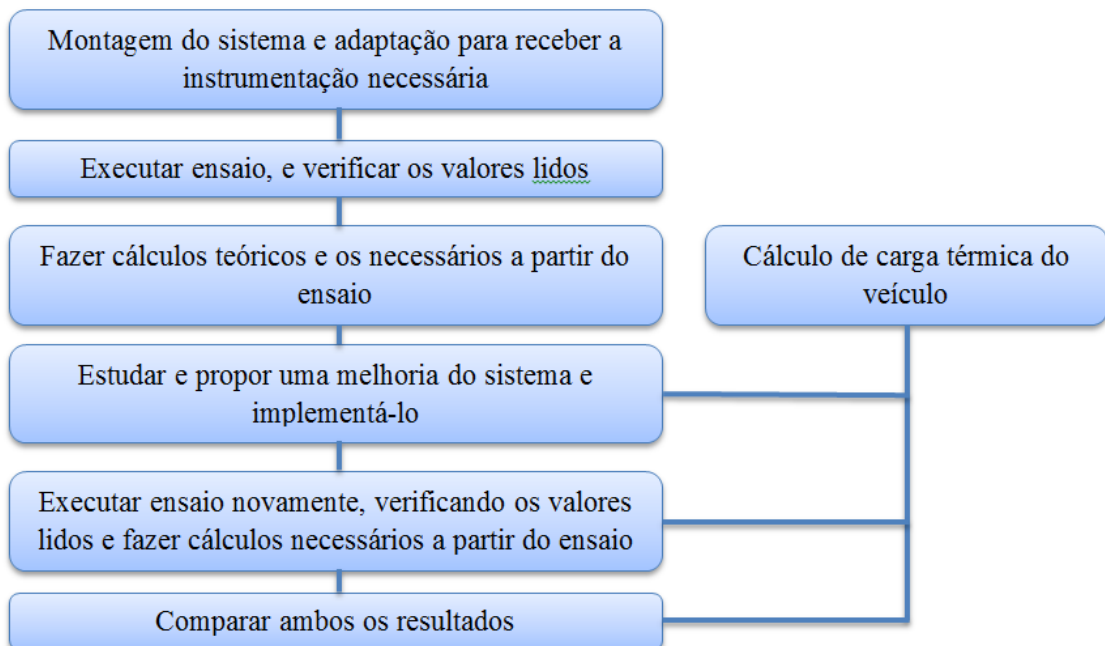
A câmara de teste do evaporador foi controlada por resistências elétricas para fazer o controle de temperatura, mantendo o evaporador a uma temperatura constante de aproximadamente 25 °C, isso com o evaporador ligado, refrigerando o ambiente da câmara.

Na parte do condensador, o controle de temperatura ocorreu com o próprio calor liberado pelo condensador a uma temperatura aproximada de 31 °C, apenas controlando o fluxo de ar interno e externo deixando uma mistura com temperatura constante.

O compressor do ar condicionado foi acoplado a um motor elétrico através de correias, simulando o motor do veículo. A rotação do compressor foi monitorada por um tacômetro, esta rotação foi necessária para o cálculo de vazão do fluido refrigerante do sistema.

Para o desenvolvimento do trabalho foram definidas as etapas de atividades mostradas no fluxograma da figura 11, seguido dos respectivos detalhamentos.

**Figura 11 - Fluxograma de desenvolvimento do trabalho**

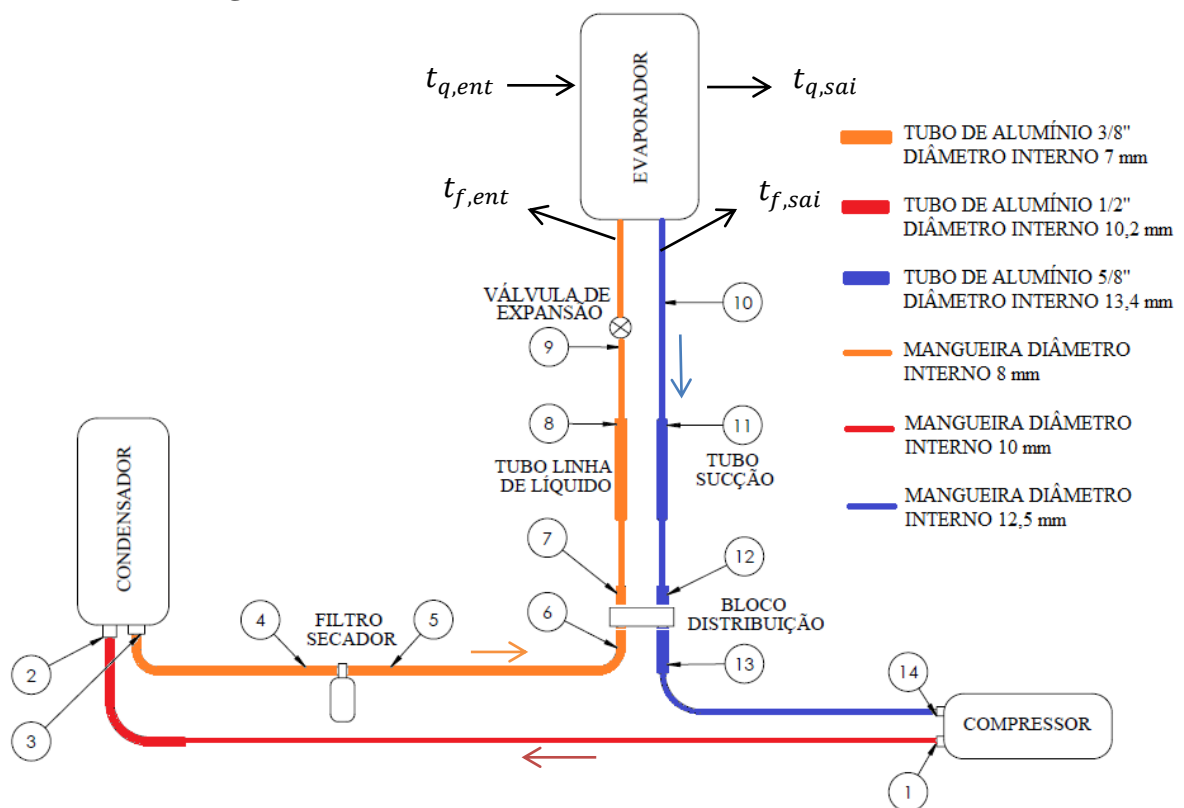


Fonte: Autor (2015)

Para mensurar a queda de pressão em todas as conexões e curvas da linha de líquido, descarga e sucção, forma inclusos pontos de medição de pressão nos principais pontos do sistema. Foram preparadas tubulações especiais com tomadas de engate rápido. As leituras das pressões foram realizadas através de um manômetro digital. A figura 12 mostra os pontos onde foram instaladas as tomadas de engate rápido.

Foram anotadas as pressões dos pontos de medição citados abaixo a cada intervalo de tempo.

**Figura 12 - Circuito do sistema de ar condicionado atual**



**Fonte: Autor (2015)**

Listam-se a seguir os pontos de medição de pressão no sistema de ar condicionado:

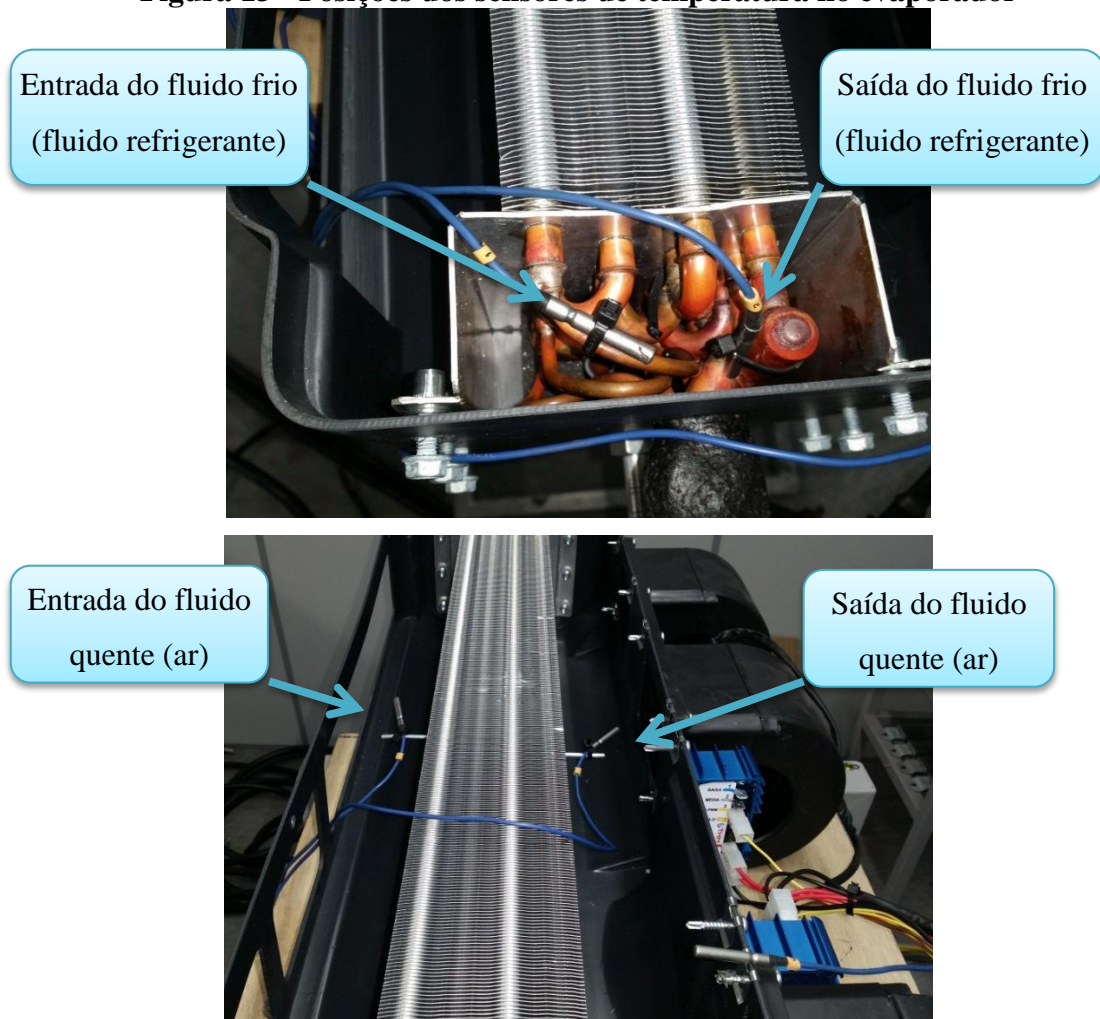
- ponto 1 - saída do compressor (alta)
- pontos 2 e 3 - entrada e saída do condensador (alta)
- pontos 4 e 5 - entrada e saída do filtro secador (alta)
- pontos 6 e 7 - entrada e saída no bloco de distribuição linha de líquido (alta)
- ponto 8 - saída do tubo maior linha de líquido (alta)
- ponto 9 - entrada da válvula de expansão (alta)
- ponto 10 - saída evaporador (baixa)

- ponto 11 - entrada tubo maior sucção (baixa)
- pontos 12 e 13 - entradas e saída bloco distribuição sucção (baixa)
- ponto 14 - entrada compressor (baixa)

Juntamente com as medidas de pressão, foram lidas as medidas das temperaturas de entrada ( $t_{q,ent}$ ) e saída ( $t_{q,sai}$ ) do fluido quente, que é o ar, e entrada ( $t_{f,ent}$ ) e saída ( $t_{f,sai}$ ) do fluido frio que é o fluido refrigerante no evaporador, para ser utilizado no cálculo da capacidade do sistema. A posição de medição destas temperaturas estão mostradas na imagem 12. Para este cálculo utilizou-se o método *DTML*. As leituras das temperaturas foram realizadas através de um termômetro da marca Full Gauge de 5 medidas de temperatura cada. A figura 13 mostra os pontos de fixação dos sensores na serpentina do evaporador.

Os sensores foram protegidos com massa térmica para que a temperatura ambiente não influencie na temperatura medida.

**Figura 13 - Posições dos sensores de temperatura no evaporador**

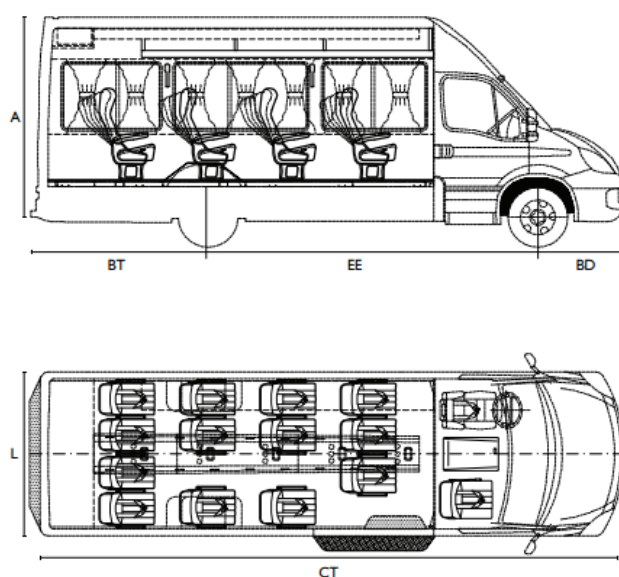


Fonte: Autor (2015)

Foi também realizado o cálculo de carga térmica de um veículo para posterior comparação com a capacidade do aparelho atual e suas novas configurações.

O ar condicionado THM 55 é aplicado em vários modelos de vans de diversas marcas, porém para o estudo da carga térmica, foi utilizado o modelo Minibus 55C17 da montadora Iveco, com as características mostradas na figura 14.

**Figura 14 - Iveco Minibus 55C17**



Marca: Iveco

Modelo: Minibus 55C17

Comprimento (CT): 7,012 m

Largura (L): 2,025 m

Altura (A): 2,930 m

Altura interna: 1,9 m

Volume útil do veículo: 18,5 m<sup>3</sup>

Quantidades de passageiros: 18 + 1

Autor: Iveco (2015)

Após a realização do primeiro ensaio foram analisados os pontos de maior queda de pressão. Com estes dados pode-se melhorar a tubulação com novas conexões, com menor queda de pressão, mangueiras com diâmetros maiores, ou ainda substituição de componentes como filtro secador e serpentina.

Após a análise do sistema e identificação dos problemas, foram executadas as melhorias no sistema. O aparelho foi montado novamente na câmara de testes e foram refeitas todas as medições e cálculos como no primeiro teste.

Como os objetivos da literatura não foram encontrados no segundo teste foi realizado um terceiro teste para fazer novas melhorias. O aparelho foi montado novamente na câmara de testes e foram refeitas todas as medições e cálculos como nos dois testes anteriores.

Com o resultado das medições e cálculos dos três sistemas, foram comparados ambos para ver qual é a real melhoria de capacidade do sistema em relação à redução da queda de pressão na sucção.



## 4 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

### 4.1 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

Grande parte das vendas do sistema de ar condicionado é para a região sudeste, onde se encontra o maior número de pessoas, por isso utilizaremos dados referentes à cidade de São Paulo para fazer uma estimativa da carga térmica.

Primeiramente, devem-se definir as condições climáticas externas, isto é, a temperatura de bulbo seco, temperatura do bulbo úmido e a umidade relativa ao longo do dia. Segundo Centini (2011) um dia típico de verão de Janeiro para cidade de São Paulo é apresentado pelo APÊNDICE A, onde mostra as condições climáticas ao longo de 24 horas.

Segundo Centini (2011) a ASHRAE define que a temperatura interna para conforto térmico dos passageiros é de 23°C e a umidade relativa de 60%, nestas condições existe conforto térmico para o inverno e verão.

Como citado no capítulo 2 a carga térmica está dividida em quatro fatores, geração de calor interno, superfícies transparentes, superfícies opacas e renovação de ar, que serão mostrados na sequência.

#### 4.1.1 Geração de calor interno

A quantidade de passageiros máxima informada pelo fabricante é de 18 passageiros e 1 motorista, então utilizando a tabela 1 que menciona o calor proveniente dos ocupantes, a carga térmica latente dos ocupantes do veículo  $\dot{Q}_{pas}$  é de 1905 W.

#### 4.1.2 Superfícies transparentes

Segundo Stoecker e Jones (1985), dividindo a equação 37 pela área tem-se um fator de ganho de calor por insolação (FGCI). Os valores deste fator variam de acordo com a orientação do sol, leste, oeste, norte e sul, também variam com o mês e latitude.

Para o cálculo de carga térmica das superfícies transparentes utilizou-se a equação 37, repetida aqui com o fator *FGCI*.

$$\dot{Q}_{sg} = A.FGCI.CS$$

Como o estudo de carga térmica está considerando a cidade de São Paulo no mês de janeiro, a tabela 3 mostra os valores para *FGCI* desta localidade.

**Tabela 3 - Fator *FGCI* para São Paulo no mês de Janeiro**

Orientação	<i>FGCI</i>
NE	407
NO	407
SO	555
SE	555
N	145
L	142
S	672
O	672

Fonte: Adaptado de Centini (2011)

O cálculo deve ser feito sempre na pior situação possível, portanto, verifica-se que quando a van viaja de sul a norte, de modo que as janelas fiquem orientadas ao leste e ao oeste, é a situação mais crítica. A tabela 4 mostra a carga térmica para cada superfície transparente do veículo, e a soma total de 3065 W.

**Tabela 4 - Carga térmica de superfícies transparentes**

	Quant.	Largura (m)	Altura (m)	Espessura (mm)	A (m <sup>2</sup> )	<i>FGCI</i>	CS	$\dot{Q}_{sg}$ (W)
Janelas Laterais Esquerdas (Oeste)	3	0,9	0,6	4	1,62	672	1	<b>1088</b>
Janelas Laterais Direitas (Leste)	3	0,9	0,6	4	1,62	142	1	<b>230</b>
Janela Porta Motorista (Oeste)	1	0,9	0,7	3,16	0,63	672	1	<b>423</b>
Janela Porta Caroneiro (Leste)	1	0,9	0,7	3,16	0,63	142	1	<b>89</b>
Vidros Traseiros (Sul)	2	0,6	0,6	3,2	0,72	142	0,3	<b>25</b>
Para-brisa (Norte)	1	1,8	1	5,36	1,8	672	1	<b>1210</b>
<b>Total</b>								<b>3065</b>

Fonte: Autor (2015)

A janela traseira tem cortinas de fábrica, por isso foi utilizado o fator de sombreamento CS de 0,3, conforme tabela 2. Entretanto no restante das janelas as cortinas são



opcionais. Então foi considerada a pior situação, na qual as janelas não tenham nenhuma proteção contra a radiação do sol.

#### 4.1.3 Superfícies opacas

Para encontrar a carga térmica das superfícies opacas devem-se encontrar primeiramente os coeficientes de convecção externa e interna das superfícies do veículo.

Segundo Centini (2011) o coeficiente de convecção interna é de  $8 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ , levando em consideração que a temperatura interna é  $23^\circ\text{C}$  e a velocidade do vento é  $0,25 \text{ m/s}$ , que é a velocidade máxima estabelecida pela ANVISA para ambientes condicionados.

Para o cálculo do coeficiente de convecção externo, foi considerado que o veículo está parado, apenas com a velocidade do vento. Para a temperatura externa foi utilizado a o APÊNDICE A, onde a maior temperatura encontrada durante o dia foi de  $30,8^\circ\text{C}$ , e a velocidade do vento neste mesmo horário é de  $5,9 \text{ m/s}$ .

Para a determinação do coeficiente de convecção externo, foi usadas propriedades do ar a uma temperatura de  $25^\circ\text{C}$ , que é a temperatura média de um dia típico de verão em São Paulo. Segundo Ozisik (1990), o valor de difusividade térmica do ar a  $25^\circ\text{C}$  é de  $2,216 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ , a viscosidade cinemática é  $1,568 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$  e o número de Prandtl é  $0,7075$ .

Para fazer o cálculo do coeficiente de convecção externa é preciso obter o valor para o número de Reynolds para cada superfície do veículo, utilizando a equação 45. A tabela 5 mostra os valores de Reynolds para as diferentes superfícies externas do veículo.

Para encontrar o coeficiente de convecção externo também é necessário encontrar o número de Nusselt. A partir dos números de Reynolds obtidos, observa-se que os escoamentos nas superfícies externas são turbulentos. Com isso utilizando a equação 44 obtém-se os valores do número de Nusselt também apresentados na tabela 5.

**Tabela 5 - Número de Reynolds e Nusselt nas superfícies externas do veículo**

	$L \text{ (m)}$	$\nu \text{ (m}^2/\text{s)} \times 10^5$	$V \text{ (m/s)}$	$Re$	$Nu$
Teto	6,2	1,568	5,9	<b>2332908</b>	<b>3320,58</b>
Assoalho	6,2	1,568	5,9	<b>2332908</b>	<b>3320,58</b>
Lat. esquerda	6,2	1,568	5,9	<b>2332908</b>	<b>3320,58</b>
Lat. direita	6,2	1,568	5,9	<b>2332908</b>	<b>3320,58</b>
Parede traseira	2	1,568	5,9	<b>752551</b>	<b>880,96</b>
Janelas lat. esquerdas	0,9	1,568	5,9	<b>338648</b>	<b>98,68</b>
Janelas lat. direitas	0,9	1,568	5,9	<b>338648</b>	<b>98,68</b>
Janela porta motorista	0,9	1,568	5,9	<b>338648</b>	<b>98,68</b>
Janela porta carroneiros	0,9	1,568	5,9	<b>338648</b>	<b>98,68</b>
Vidros traseiros	0,9	1,568	5,9	<b>338648</b>	<b>98,68</b>

Para-brisa	1,8	1,568	5,9	<b>677295</b>	<b>747,01</b>
------------	-----	-------	-----	---------------	---------------

Fonte: Autor (2015)

Com o número de Nusselt, pode-se calcular o coeficiente de convecção externo do veículo. A partir da equação 42.

A tabela 6 apresenta o coeficiente de convecção externo para cada superfície externa do veículo, usando como comprimento característico o comprimento  $L$  de cada superfície.

**Tabela 6 - Coeficientes de convecção externo nas superfícies do veículo**

	$L$ (m)	$k_{ar}$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$Nu$	$h_e$ (W/m <sup>2</sup> .K)
Teto	6,2	0,0228	3320,58	<b>12,21</b>
Assoalho	6,2	0,0228	3320,58	<b>12,21</b>
Lateral Esquerda	6,2	0,0228	3320,58	<b>12,21</b>
Lateral Direita	6,2	0,0228	3320,58	<b>12,21</b>
Parede Traseira	2	0,0228	880,96	<b>10,04</b>
Janelas Laterais Esquerdas	0,9	0,0228	98,68	<b>2,50</b>
Janelas Laterais Direitas	0,9	0,0228	98,68	<b>2,50</b>
Janela Porta Motorista	0,9	0,0228	98,68	<b>2,50</b>
Janela Porta Carroneiro	0,9	0,0228	98,68	<b>2,50</b>
Vidros Traseiros	0,9	0,0228	20,01	<b>2,50</b>
Para-brisa	1,8	0,0228	747,01	<b>9,46</b>

Fonte: Autor (2015)

Com coeficiente de transferência de calor externo calculado e o interno fornecido, é necessário encontrar o coeficiente global de transferência de calor.

A tabela 7 mostra o coeficiente global de transferência de calor para as diferentes superfícies do veículo. O cálculo calor baseia-se na equação 41.

Com os valores do coeficiente global de transferência de calor, calculou-se através da equação 39, a carga térmica para as superfícies opacas, os resultados destas cargas estão mostrados na tabela 8. Para o cálculo considerou-se a temperatura externa de 30,8 °C e temperatura interna de 23 °C, fornecidos por Centini (2011).

A tabela 8 apresenta os valores de área de cada superfície, dos coeficientes “ $U$ ”,  $t_{eq}$  (valor de temperatura ambiente com acréscimo de temperatura devido a radiação) e das cargas térmicas correspondentes a cada superfícies.

Admite-se que não existe radiação solar na parte inferior da van, nem na parede lateral esquerda, pois o veículo recebe radiação do sol em apenas um dos lados.

**Tabela 7 - Coeficiente global de transferência de calor nas diferentes superfícies**

	Material	$e$ (mm)	$k$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$h_e$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$h_i$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$U_p$ (W/m <sup>2</sup> .K)
Teto	Aço carbono	0,65	59,9			
	Lã de vidro	3,8	0,038	12,21	8	<b>0,78</b>
	ABS	3	0,041			
Assoalho	Compensado naval	15	0,17	12,21	8	
	Manta vinílica	4	0,075			<b>2,87</b>
Lat. esquerda	ABS	3	0,041	12,21	8	
	Aço carbono	0,65	59,9			<b>3,57</b>
Lat. direita	ABS	3	0,041	12,21	8	
	Aço carbono	0,65	59,9			<b>3,57</b>
Parede Traseira	ABS	3	0,041	10,04	8	
	Aço carbono	0,65	59,9			<b>3,36</b>
Janelas lat. esq.	Vidro	4	0,038	2,50	8	<b>1,59</b>
Janelas lat. dir.	Vidro	4	0,038	2,50	8	<b>1,59</b>
Janela porta mot.	Vidro	3,16	0,038	2,50	8	<b>1,64</b>
Janela porta car.	Vidro	3,16	0,038	2,50	8	<b>1,64</b>
Vidros traseiros	Vidro	3,2	0,038	2,50	8	<b>1,64</b>
Para-brisa	Vidro	5,36	0,038	9,46	8	<b>2,69</b>

Fonte: Autor (2015)

**Tabela 8 - Carga térmica das superfícies opacas**

	$A$ (m <sup>2</sup> )	$U_p$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$t_{eq}$ (°C)	$\dot{Q}_p$ (W)
Teto	12,4	0,78	47,8	<b>240,16</b>
Assoalho	12,4	2,87	30,8	<b>284,68</b>
Lateral esquerda	8,06	3,57	30,8	<b>230,23</b>
Lateral direita	8,06	3,36	51,4	<b>769,24</b>
Parede traseira	2,6	3,57	47,8	<b>230,15</b>
Janelas laterais esquerdas	0,54	1,59	30,8	<b>6,85</b>
Janelas laterais direitas	0,54	1,59	30,8	<b>6,85</b>
Janela porta motorista	0,63	1,64	30,8	<b>8,29</b>
Janela porta caroneiro	0,63	1,64	30,8	<b>8,29</b>
Vidros traseiros	0,54	1,64	30,8	<b>7,09</b>
Para-brisa	1,8	2,69	30,8	<b>38,73</b>
<b>Total</b>				<b>1830</b>

Fonte: Autor (2015)

Para as janelas não é necessário adicionar o  $t_{eq}$ , devido ao acréscimo de temperatura proveniente da radiação, pois nas superfícies transparentes já foram contabilizadas estas temperaturas.

#### 4.1.4 Renovação de ar

Levando em consideração que a carga térmica será calculada a partir da maior temperatura encontrada no dia em São Paulo (30,8 °C), que a temperatura interna segundo ASHRAE é de 23 °C e que a umidade relativa é de 60 %, pode-se consultar a carta psicrométrica no Apêndice E, onde foram encontradas as entalpias do ar interno e externo. Para o cálculo da carga térmica da renovação de ar foi utilizada a equação 46.

A tabela 9 apresenta os valores da carga térmica em relação a renovação de ar devido à abertura das portas. As áreas e os tempos de abertura das portas foram fornecidos pela montadora Iveco. A soma da carga térmica para as duas portas que frequentemente abrem é de 3477 W.

**Tabela 9 - Carga térmica resultante da renovação de ar**

	$A$ (m <sup>2</sup> )	Tempo de abertura (s)	Velocidade do ar (m/s)	$h_i$ (kJ/kg)	$h_e$ (kJ/kg)	$\dot{m}$ (kg)	$q_{ren}$ (W)
Porta motorista	1,792	60	0,5	51	64,5	60	<b>812</b>
Porta corredeira	2,52	140	0,5	51	64,5	197	<b>2655</b>
						<b>Total</b>	<b>3477</b>

Fonte: Autor (2015)

#### 4.1.5 Carga térmica total

Para encontrar a carga térmica total do veículo é necessário estabelecer a soma das cargas térmicas dos quatro fatores calculados anteriormente: geração de calor interno, superfícies transparentes, superfícies opacas e renovação de ar. A tabela 10 apresenta todos os valores das cargas e a total de 10278 W.

**Tabela 10 - Carga térmica total do veículo**

Carga térmica	Quantidade (W)
$\dot{Q}_{sg}$	3065
$\dot{Q}_{pas}$	1905
$\dot{Q}_{ren}$	3477
$\dot{Q}_p$	1830
<b>Total</b>	<b>10278</b>

Fonte: Autor (2015)

As planilhas completas dos cálculos podem ser vistas no APÊNDICE G.

#### 4.2 ENSAIO DO CONDICIONADOR DE AR ATUAL

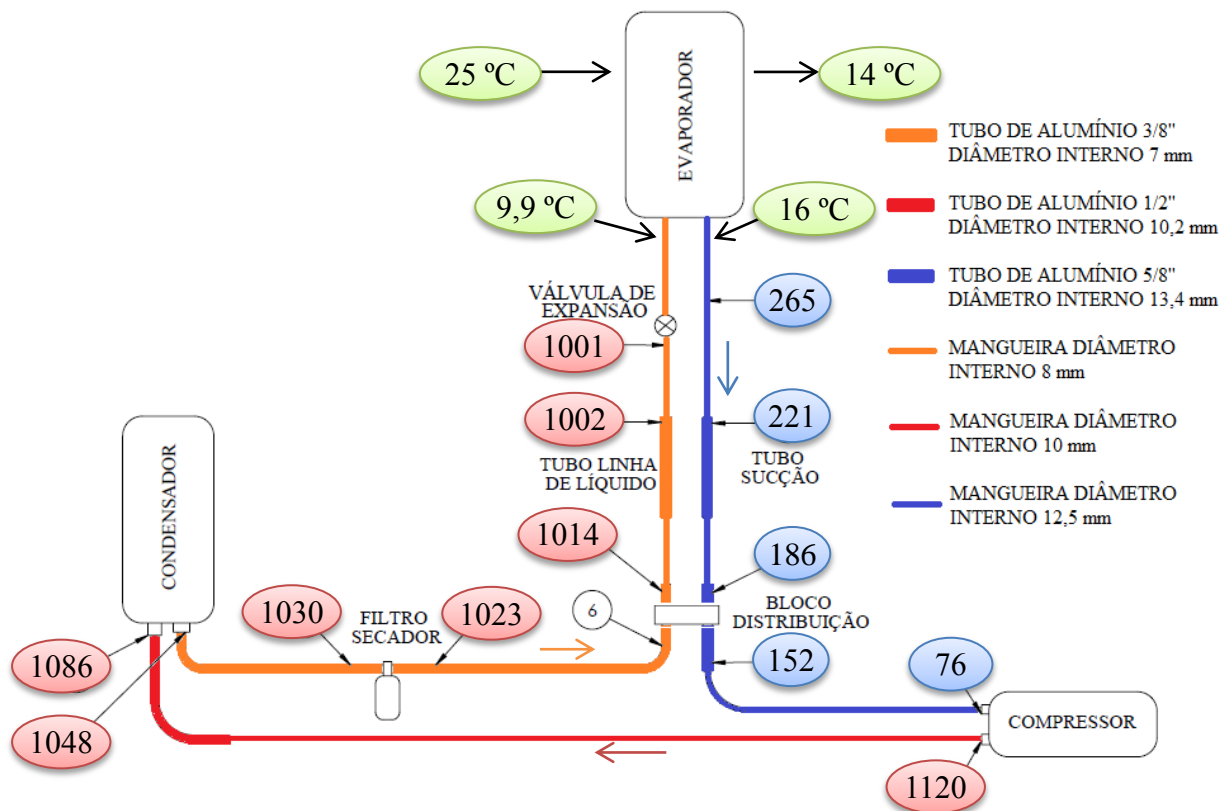
Foram anotadas as pressões dos pontos de medição em um intervalo de tempo de 20 minutos, que é o tempo necessário para fazer a troca de lugar do manômetro. Este tempo foi elevado, pois havia apenas um manômetro disponível.

As médias das pressões de todos os pontos inseridos no sistema de ar condicionado estão mostradas na figura 15.

Todas as medidas de pressões no teste do sistema atual estão mostradas no APÊNDICE B.

As medições tiveram início depois de 20 minutos com o sistema ligado, tempo necessário para estabilizar as pressões do sistema e as temperaturas ambiente.

**Figura 15 – Pressões e temperaturas médias do sistema atual (kPa)**



Fonte: Autor (2015)

O ponto 6 foi desconsiderado, pois as medidas não estavam coerentes com o restante das medidas, o ponto de engate rápido estava com problemas de construção.

### 4.3 CÁLCULO DE CAPACIDADE DO SISTEMA ATUAL PELO MÉTODO *DTML*

O *DTML* foi o método escolhido para medir a capacidade do evaporador. Para isso, foram necessárias as temperaturas de entrada e saída do fluido frio e fluido quente. Tais temperaturas foram obtidas através dos ensaios na câmara de testes. A tabela 11 apresenta os valores de *DTML* calculados para cada intervalo de tempo, com suas respectivas temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio. As temperaturas médias podem ser observadas na imagem 15. A tabela completa de cálculo pode ser observada no APÊNDICE F.

Os valores das *DTML* foram obtidos através da equação 14.

**Tabela 11 – *DTML* do evaporador**

Tempo (min)	$t_{f,ent}$ (°C)	$t_{f,sai}$ (°C)	$t_{q,ent}$ (°C)	$t_{q,sai}$ (°C)	<b><i>DTML</i></b>
20	10,1	16,2	24,9	13,7	<b>4,62</b>
40	9,8	15,9	24,9	13,7	<b>4,34</b>
60	10,1	16	25	14	<b>4,34</b>
80	9,7	16,2	25,2	13,9	<b>3,67</b>
100	9,8	16,1	25,2	14,2	<b>3,04</b>
120	9,9	15,9	25,3	14,2	<b>3,90</b>

Fonte: Autor (2015)

Como o fluxo é de correntes cruzadas, para o cálculo da *DTML* é necessário incluir o fator de correção *F*, que foi encontrado através na figura 10.

Os valores para o  $DTML_{corr}$  foram encontrados através da equação 15. A tabela 12 apresenta os valores para cada intervalo de tempo.

**Tabela 12 – Fatores de correção *DTML***

Tempo (min)	<i>DTML</i>	R	P	<i>F</i>	<b><i>DTML<sub>corr</sub></i></b>
20	4,62	1,84	0,31	0,89	<b>4,11</b>
40	4,34	1,84	0,40	0,88	<b>3,82</b>
60	4,34	1,86	0,40	0,87	<b>3,77</b>
80	3,67	1,75	0,42	0,89	<b>3,26</b>
100	3,04	1,75	0,41	0,87	<b>2,68</b>
120	3,90	1,85	0,39	0,86	<b>3,32</b>

Fonte: Autor (2015)

Para o cálculo da capacidade através do método *DTML*, é necessário encontrar o coeficiente global de transferência de calor  $U$ . Para isso utilizou-se os valores de  $h_i$  e  $h_e$  fornecidos pelo fornecedor atual da serpentina Serraff do evaporador. Segundo fornecedor da serpentina, o valor utilizado para  $h_i$  é de 4123 W/m<sup>2</sup>.K e o valor de  $h_e$  é de 603 W/m<sup>2</sup>.K. Os dados para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor estão descritos na tabela 13, fornecidos pelo fabricante da serpentina.

**Tabela 13 – Especificações técnicas da serpentina do evaporador**

	Valor	Unidade
$h_i$	4123	W/m <sup>2</sup> .K
$h_e$	603	W/m <sup>2</sup> .K
$A_p$	0,77	m <sup>2</sup>
$\eta_o$	0,537	%
$A_{es}$	14,84	m <sup>2</sup>
$k$	386	W/m.K
$A_m$	0,83	m <sup>2</sup>
$x_t$	$7,9 \times 10^{-4}$	m
$A_i$	0,765	m <sup>2</sup>

Fonte: Autor (2015)

Utilizando os dados da tabela 15 pode-se obter o valor para o coeficiente global de transferência de calor através da equação 9.

Considerando o coeficiente global em função da área da serpentina, obtem-se um valor de  $U.A = 1970$  W/K. Dispondo desse valor, foi possível encontrar a capacidade do aparelho atual, conforme equação 12.

Os valores de capacidade do aparelho atual para cada intervalo de tempo e a capacidade média, estão dispostos na tabela 14.

**Tabela 14 - Tabela de capacidade do sistema atual**

$U.A$	$DTML_{corr}$	$\dot{Q}$ (W)
1970	4,11	<b>8099</b>
1970	3,82	<b>7517</b>
1970	3,77	<b>7431</b>
1970	3,26	<b>6430</b>
1970	2,68	<b>5278</b>
1970	3,32	<b>6533</b>
<b>Capacidade média</b>		<b>6882</b>

Fonte: Autor (2015)

O valor de capacidade do aparelho atual é de 6882 W, ou seja não atende a carga térmica calculada.

#### 4.4 AVALIAÇÃO DE MELHORIAS NO SISTEMA DE AR CONDICIONADO

O teste apontou que a sucção teve uma queda de pressão considerável. A queda de pressão total na linha de sucção foi de 193 kPa, saindo do evaporador a uma pressão média de 260 kPa e chegando na entrada do compressor a uma pressão média de 67 kPa, conforme mostrado na tabela 17. No lado de alta pressão do sistema a queda de pressão foi de 119 kPa.

Para chegar a uma conclusão deve-se encontrar a velocidade do fluido nestes pontos para comparar com a teoria, para isso foi calculada a vazão mássica do compressor e em seguida a velocidade do fluido nos trechos mencionados.

##### 4.4.1 Cálculo de vazão do compressor

Segundo Denso (2015) o deslocamento volumétrico do compressor é de  $1,5 \times 10^{-4}$  m<sup>3</sup> por rotação, com este dado pode-se obter o valor de vazão mássica do compressor.

O valor da rotação média do compressor durante o teste foi de 46,67 rps (2800 rpm), medido através do tacômetro. Esta é a rotação média do compressor em um veículo com motor diesel, em uma viagem com velocidade de cruzeiro.

A tabela 15 mostra o valor da vazão mássica do compressor, utilizando a temperatura de sucção de 19 °C, e pressão de sucção de 67 kPa, cujos valores foram utilizadas para encontrar o volume específico do fluido na entrada do compressor.

**Tabela 15 - Vazão mássica do compressor**

Rotação (rps)	Volume compressor (m <sup>3</sup> /rot) x 10 <sup>4</sup>	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	Vazão Volumétrica (m <sup>3</sup> /s) x 10 <sup>3</sup>	<b>Vazão mássica (kg/s)</b>
46,67	1,5	0,347	7,0005	<b>0,0202</b>

Fonte: Autor (2015)

##### 4.4.2 Velocidades do fluido na sucção do sistema atual



Através da vazão mássica calculada, pode-se encontrar a velocidade média do fluido refrigerante nos trechos de maior queda de pressão da sucção. Utilizando a equação 25, pode-se encontrar-se a velocidade média do fluido em cada trecho da sucção do sistema.

A tabela 16 mostra a velocidade média do fluido para o sistema atual, em seus respectivos trechos. A planilha completa de cálculo pode ser observada no APÊNDICE E.

**Tabela 16 - Velocidades de sucção do sistema**

Trecho	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	Diâmetro atual (mm)	$V_{méd}$ (m/s)
Ponto 10 até 11 (2,4m)	0,090	12,5	<b>14,86</b>
Ponto 11 até 12 (4m)	0,109	12,5	<b>18,07</b>
Ponto 12 até 13 (Bloco distribuição)	0,132	12,5	<b>21,79</b>
Ponto 13 até 14 (8m)	0,245	12,5	<b>40,28</b>

Fonte: Autor (2015)

A distância total da linha de sucção foi de 14,4 m, devido à montagem do sistema na câmara de testes, o compressor está posicionado na parte externa da câmara, aumentando a distância da tubulação da sucção.

Segundo Amor (2014) as velocidades para a linha de sucção devem ficar entre 5 e 10 m/s. Conforme tabela 16 as velocidades ficaram entre 3 a 5 vezes maior.

Para isso é aconselhado aumentar o diâmetro da tubulação para diminuir a queda de pressão. Segundo Parker (2015) os diâmetros usuais das mangueiras de ar condicionado automotivo para o fluido refrigerante R134a são apresentados na tabela 17. A medida atual é 12,5 mm.

**Tabela 17 – Modelos de mangueiras Parker**

Especificação	Diâmetro interno (mm)
235-4	5
235-6	8
235-8	10
235-10	12,5
235-12	16
235-16	22

Fonte: Adaptado de Parker (2015)

Segundo Matos (2015) a queda de pressão ideal para a linha de sucção, deve ser de 21 kPa. Para chegar a um diâmetro que tenha esta queda de pressão, foi utilizado os mesmos parâmetros de temperatura encontrados no teste, porém para a pressão de sucção foi utilizada

a pressão de trabalho do R134a, que é de aproximadamente 193 kPa na saída do evaporador (Ponto10), com uma queda de pressão desejada de 21kPa.

Como não é possível estimar as perdas de pressão por trechos, para o cálculo do novo diâmetro da tubulação, foi considerado um trecho único e contínuo de 14,4 m, com uma velocidade de 10 m/s que é considerado a velocidade máxima para a linha de sucção sem que haja ruído no sistema. A tabela 18 mostra o diâmetro ideal da mangueira.

**Tabela 18 – Novo diâmetro estimado**

Trecho	$\Delta P$ (kPa)	$\nu$ (m <sup>3</sup> /kg)	Vazão (m <sup>3</sup> /s) x 10 <sup>3</sup>	$V_{méd}$ (m/s)	Área (m <sup>2</sup> ) x 10 <sup>4</sup>	Diâmetro (mm)
14,4m	21	0,089	5,294	10	5,29	<b>25,9</b>

Fonte: Autor (2015)

Obteve-se um diâmetro calculado de 25,9 mm, porém conforme pode-se notar a tabela 19 não tem este diâmetro, assim deve-se utilizar a mangueira com diâmetro mais próximo, então o diâmetro da mangueira utilizada para o novo teste foi de 22 mm. Diâmetros maiores que 22 mm tem um valor de compra muito elevado, inviabilizando a alteração. Um grande problema também com diâmetros maiores é a montagem na van, pois os espaços de passagem das mangueiras são restritos. Então foi utilizada a mangueira de 22 mm para fazer os cálculos e testes.

Com o diâmetro de 22 mm definido deve-se calcular a velocidade novamente, esta velocidade não pode ser inferior a 5 m/s, pois segundo Amor (2014) velocidades abaixo de 5 m/s não transportam o óleo lubrificante suficiente para o compressor, pois a densidade do óleo é maior do que o fluido refrigerante. Com o diâmetro de 22 mm se obtém uma velocidade calculada de 13,93 m/s, conforme mostrado na tabela 19.

**Tabela 19 - Velocidade média na sucção através de diâmetro 0,022m**

Trecho	AP (kPa)	$\nu$ (m <sup>3</sup> /kg)	Vazão (m <sup>3</sup> /s) x 10 <sup>3</sup>	Diâmetro (mm)	Área (m <sup>2</sup> ) x 10 <sup>4</sup>	$V_{méd}$ (m/s)
14,4m	21	0,089	5,29	22	3,79	<b>13,93</b>

Fonte: Autor (2015)

Conforme mencionado por Amor (2015) a velocidade de sucção deve ficar entre 5 e 10 m/s, porém a velocidade calculada foi de 13,93 m, pois não há disponível no mercado uma mangueira com o diâmetro viável financeiramente. Então mesmo assim foi utilizada esta mangueira.

#### 4.4.3 Queda de pressão nas conexões

O bloco de distribuição do sistema está restringindo tanto a linha de líquido entre os pontos 6 e 7; Quanto a sucção entre os pontos 12 e 13, este bloco de distribuição faz um joelho de 90°, com uma perda de pressão na sucção de 20,68 kPa. Na linha de sucção não será mais utilizado o bloco de distribuição, a mangueira será contínua no trecho entre o ponto 12 e 13. Na linha de líquido será substituído por uma conexão normal.

Também foi considerada a retirada do filtro secador do sistema, pois o próprio condensador já tem um filtro acoplado, então o filtro no meio da tubulação é desnecessário, pois entre os pontos 4 e 5 nas medições de pressão, verificou-se uma queda de pressão média de 6,8 kPa. Retirando este filtro secador pode-se obter uma melhoria no sistema.

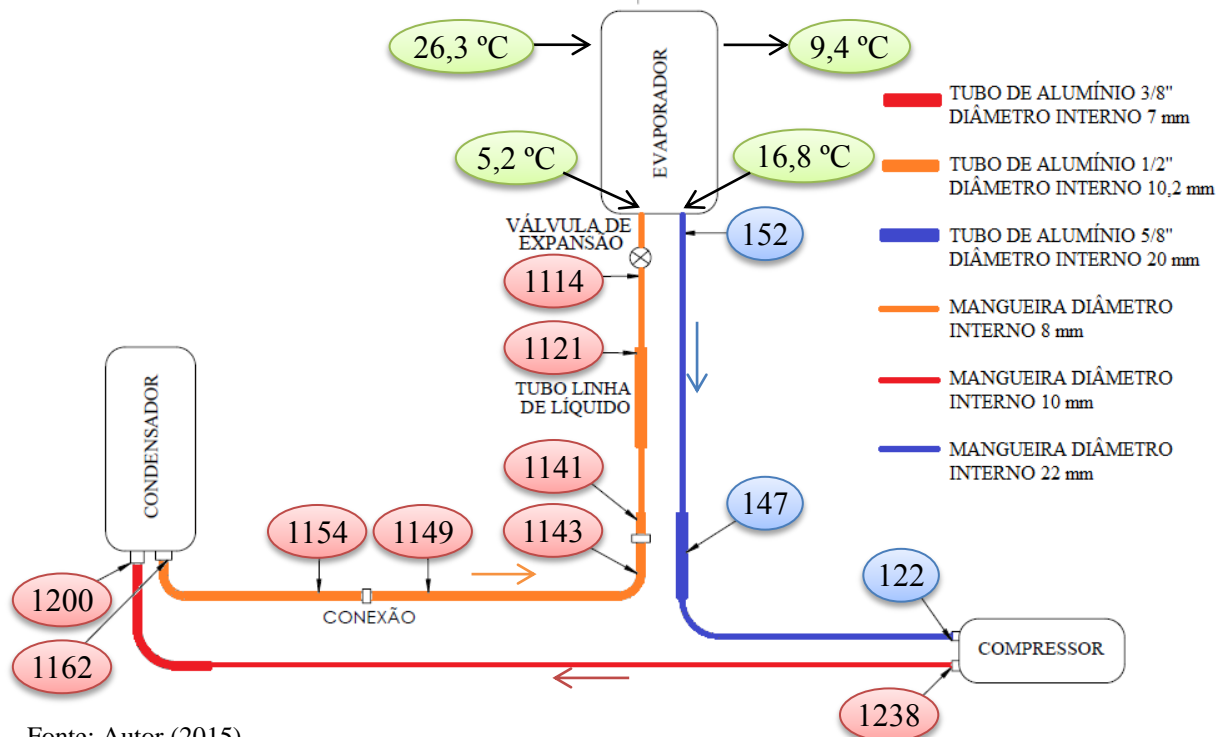
#### 4.5 ENSAIO DO AR CONDICIONADOR COM MELHORIAS - PROPOSTA 1

Foram anotadas as pressões dos pontos de medição em um intervalo de tempo de 20 minutos, tempo necessário para fazer a troca de lugar do manômetro, este tempo foi elevado, pois tinha apenas um manômetro para fazer as medidas.

As medições tiveram início depois de 20 minutos com o sistema ligado, tempo necessário para estabilizar as pressões e temperaturas ambientes.

A imagem 16 identifica a posição dos novos pontos de medição de pressão, para a o aparelho com melhorias e suas medidas de pressões médias durante o teste. Os valores completos das medidas encontradas durante o teste estão disponíveis no APÊNDICE C.

**Figura 16 - Pressões médias do sistema da proposta 1 (kPa)**



Fonte: Autor (2015)

#### 4.6 CÁLCULO DE CAPACIDADE DO SISTEMA MELHORADO - PROPOSTA 1

Para o cálculo de capacidade na proposta 1 também foi utilizado o método *DTML*, a tabela 20 apresenta os valores para *DTML* para cada intervalo de tempo. As temperaturas médias estão mostradas na imagem 16.

**Tabela 20 - Tabela *DTML* aparelho proposta 1**

Tempo (min)	$t_{f,ent}$ (°C)	$t_{f,sai}$ (°C)	$t_{q,ent}$ (°C)	$t_{q,sai}$ (°C)	<b><i>DTML</i></b>
20	4,6	15,9	26	9,1	<b>4,53</b>
40	4,6	15,9	26	9,2	<b>4,25</b>
60	5,2	16,5	26,4	9,6	<b>4,47</b>
80	5,2	16,8	26,2	9,4	<b>4,19</b>
100	5,6	17,6	26,5	9,4	<b>4,43</b>
120	5,9	17,9	26,6	9,5	<b>4,62</b>

Fonte: Autor (2015)

Como o fluxo é de correntes cruzadas, para o cálculo da *DTML* é necessário incluir o fator de correção *F*, que foi encontrado através na figura 10. A tabela 21 apresenta os valores de *DTML<sub>corr</sub>* para cada intervalo de tempo.

**Tabela 21 - *DTML<sub>corr</sub>* proposta 1**

Tempo (min)	<i>DTML</i>	R	P	F	<b><i>DTML<sub>corr</sub></i></b>
20	4,53	1,50	0,53	0,87	<b>3,94</b>
40	4,25	1,49	0,53	0,87	<b>3,70</b>

60	4,47	1,49	0,53	0,87	<b>3,89</b>
80	4,19	1,45	0,55	0,86	<b>3,60</b>
100	4,43	1,43	0,57	0,87	<b>3,86</b>
120	4,62	1,43	0,58	0,86	<b>3,97</b>

Fonte: Autor (2015)

Com o valor encontrado do coeficiente global de transferência de calor na seção 4.3 foi encontrada a capacidade do aparelho melhorado com a proposta 1. A tabela 22 mostra os valores da capacidade do aparelho para cada intervalo de tempo e sua capacidade média.

**Tabela 22 - Capacidade do sistema proposta 1**

<i>U. A</i>	<i>DTMLcorr</i>	<b><math>\dot{Q}</math> (W)</b>
1970	3,94	<b>7770</b>
1970	3,70	<b>7285</b>
1970	3,89	<b>7667</b>
1970	3,60	<b>7092</b>
1970	3,86	<b>7600</b>
1970	3,97	<b>7826</b>
<b>Capacidade média</b>		<b>7540</b>

Fonte: Autor (2015)

A capacidade do aparelho ainda não atende a carga térmica calculada.

#### 4.7 AVALIAÇÃO DA VELOCIDADE NO SISTEMA MELHORADO - PROPOSTA 1

Segundo Denso (2015) o deslocamento volumétrico do compressor é de 0,00015m<sup>3</sup> por rotação, com este dado pode-se obter o valor de vazão mássica do compressor. O valor da rotação média do compressor durante o teste também foi de 46,67 rps.

A tabela 23 mostra o valor da vazão mássica do compressor. Foi utilizando a temperatura de sucção média de 23 °C, e pressão de sucção de 152 kPa, esta temperatura e pressão foram medidas na entrada do compressor.

**Tabela 23 – Vazão do compressor com mangueira de sucção de 22 mm -14,4 m**

Rotação (rps)	Volume compressor (m <sup>3</sup> /rot) x 10 <sup>4</sup>	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	Vazão Volumétrica (m <sup>3</sup> /s) x 10 <sup>3</sup>	Vazão mássica (kg/s)
46,67	1,5	0,192	7,0005	0,036

Fonte: Autor (2015)

Com o valor da vazão mássica foi calculado o valor das velocidades para os dois trechos. A tabela 24 apresenta o valor da velocidade média nos trechos de sucção para o sistema com melhorias.

Os trechos da tabela 24 são equivalentes aos trechos da tabela 16, o trecho total continua com 14,4 m de comprimento.

**Tabela 24 - Velocidades nos trechos sucção sistema melhorado proposta 1**

Trecho	Vazão volumétrica (m <sup>3</sup> /s) x 10 <sup>3</sup>	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	Diâmetro atual (mm)	$A$ (m <sup>2</sup> ) x 10 <sup>4</sup>	$V_{méd}$ (m/s)
Ponto 10 até 11 (6,4 m)	5,57	0,153	22	3,79	<b>14,68</b>
Ponto 11 até 12 (8 m)	6,33	0,174	22	3,79	<b>16,67</b>

Fonte: Autor (2015)

Os valores das velocidades encontradas ficaram cerca de 50% maiores do que a referência máxima. Entretanto; o diâmetro ideal implicaria em maior custo e restrições de espaço na montagem do sistema no veículo.

#### 4.8 ANÁLISE PARA REFINAMENTO DA PROPOSTA 1

Como a perda de carga desejada de 21 kPa não foi alcançada na proposta 1, analisou-se as possibilidades de redução adicional. Conclui-se que a única forma viável foi reduzir o comprimento da mangueira, para um valor mais próximo do efetivamente necessário no veículo. Com a retirada do bloco de distribuição, foi possível diminuir o tamanho da mangueira de sucção para o tamanho de projeto do veículo. A quantidade mínima de mangueira de sucção para uma van com evaporador na traseira é de 9 m de comprimento.

A tabela 25 mostra a queda de pressão calculada para o trecho de 9 m, considerando a velocidade média e densidade média do fluido conforme teste da proposta 1. O cálculo foi feito através da equação 27. Com a queda de pressão de apenas 17,47 kPa está dentro da esperada, então foi realizado novo teste com os 9 m de mangueira na sucção.

**Tabela 25- Queda de pressão estimada para 9 m de mangueira (22mm)**

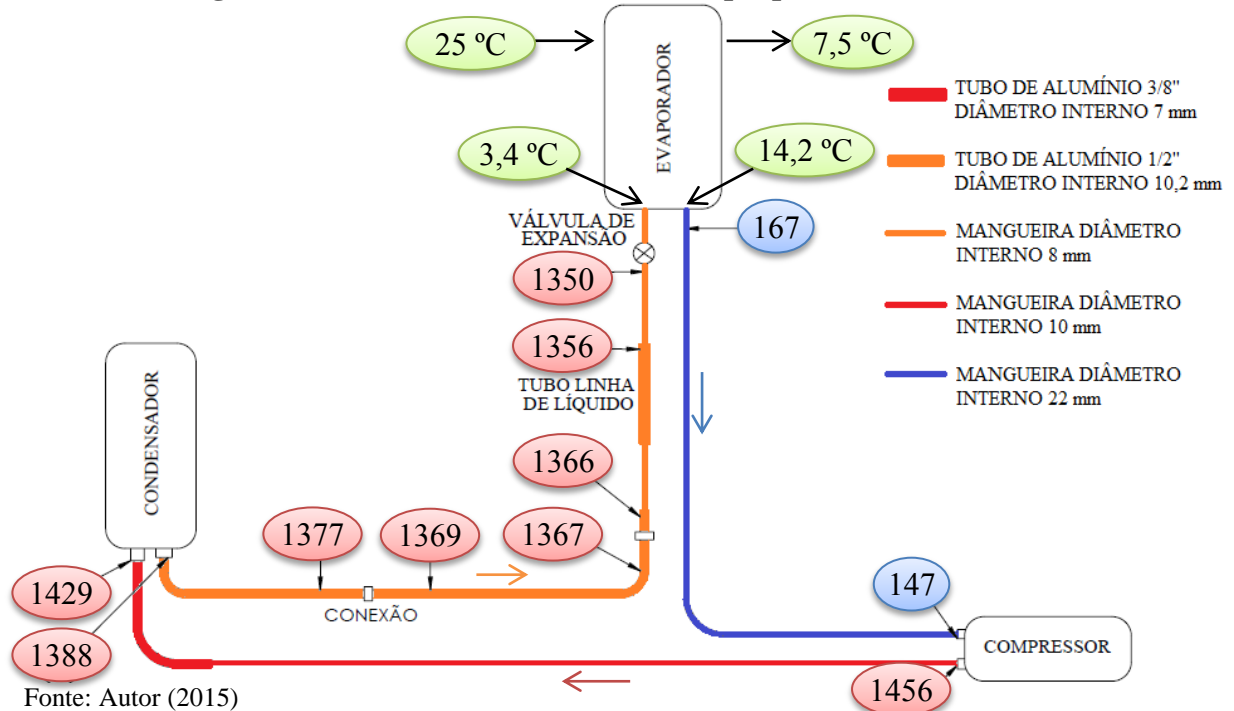
$f$	$L_t$ (m)	$D$ (mm)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$V_{méd}$ (m/s)	Pressão (kPa)
0,057	9	22	6,10	15,67	<b>17,47</b>

Fonte: Autor (2015)

#### 4.9 ENSAIO DO AR CONDICIONADOR DA PROPOSTA 1 REFINADA

A figura 17 mostra as pressões médias em cada ponto no teste com comprimento total na sucção de 9 m.

**Figura 17 - Pressões médias do teste da proposta 1 refinada (kPa)**



Os valores gerais das medidas de pressões durante todo o intervalo de tempo estão disponíveis do APÊNCIDE D.

#### 4.10 CALCULO DE CAPACIDADE DA PROPOSTA 1 REFINADA

Para o cálculo de capacidade da proposta 1 refinada foi utilizado novamente o método *DTML*, a tabela 26 apresenta os valores para *DTML* para cada intervalo de tempo. As temperaturas médias nestes pontos estão mostradas da imagem 17.

**Tabela 26 - Tabela *DTML* aparelho proposta 1 refinada**

Tempo (min)	$t_{f,ent}$ (°C)	$t_{f,sai}$ (°C)	$t_{q,ent}$ (°C)	$t_{q,sai}$ (°C)	<i>DTML</i>
20	2,4	12,9	24,3	7,2	<b>5,85</b>
40	2,6	12,8	24,6	7,5	<b>6,22</b>
60	4,1	14,9	25,1	7,9	<b>6,35</b>
80	3,5	14,7	25,2	7,3	<b>6,76</b>
100	4	15,2	25,5	7,5	<b>7,06</b>
120	3,9	14,9	25,4	7,5	<b>7,14</b>

Fonte: Autor (2015)

Como o fluxo é de correntes opostas, para o cálculo da  $DTML$  é necessário incluir o fator de correção  $F$ , que foi encontrado através na figura 10.

A tabela 27 apresenta os valores de  $DTML_{corr}$  para cada intervalo de tempo.

**Tabela 27 -  $DTML_{corr}$  proposta 1 refinada**

Tempo (min)	$DTML$	R	P	F	$DTML_{corr}$
20	5,85	1,63	0,48	0,82	<b>4,80</b>
40	6,22	1,68	0,46	0,81	<b>5,04</b>
60	6,35	1,59	0,51	0,8	<b>5,08</b>
80	6,76	1,60	0,52	0,78	<b>5,27</b>
100	7,06	1,61	0,52	0,75	<b>5,29</b>
120	7,14	1,63	0,51	0,75	<b>5,35</b>

Fonte: Autor (2015)

Com o valor encontrado do coeficiente global de transferência de calor na seção 4.3 foi encontrada a capacidade do aparelho melhorado. A mangueira na sucção tinha 9 m. A tabela 28 mostra os valores da capacidade do aparelho para cada intervalo de tempo e sua capacidade média.

**Tabela 28 - Capacidade do sistema proposta 1 refinada**

$U.A$	$DTML_{corr}$	$\dot{Q}$ (W)
1969,81	4,8	<b>9450</b>
1969,81	5,04	<b>9932</b>
1969,81	5,08	<b>10008</b>
1969,81	5,27	<b>10389</b>
1969,81	5,29	<b>10426</b>
1969,81	5,35	<b>10544</b>
<b>Capacidade média</b>		<b>10125</b>

Fonte: Autor (2015)

#### 4.11 AVALIAÇÃO DA VELOCIDADE DA PROPOSTA 1 REFINADA

Como o compressor é o mesmo utilizado nos testes anteriores o deslocamento volumétrico é de  $1,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3$  por rotação. O valor da rotação média do compressor durante o teste também foi de 46,67 rps, pois o motor elétrico foi o mesmo utilizado nos testes anteriores.



A tabela 29 mostra o valor da vazão mássica do compressor da proposta 1 refinada. Pode-se notar que a vazão do compressor dobrou em relação ao sistema atual justificando o aumento da capacidade.

Foi utilizada a temperatura de sucção média de 18,7 °C, e pressão de sucção de 147 kPa, esta temperatura e esta pressão foram medidas na entrada do compressor.

**Tabela 29 – Vazão do compressor com mangueira de sucção de 22 mm - 9 m**

Rotação (rps)	Volume compressor (m <sup>3</sup> /rot) x 10 <sup>4</sup>	$\nu$ (m <sup>3</sup> /kg)	Vazão Volumétrica (m <sup>3</sup> /s) x 10 <sup>3</sup>	Vazão mássica (kg/s)
46,67	1,5	0,156	7,0005	0,0447

Fonte: Autor (2015)

Com o valor da vazão mássica, foi calculado o valor da velocidade no trecho. A tabela 30 apresenta o valor da velocidade média no trecho de sucção para proposta 1 refinada. O valor da velocidade continuou próxima ao valor calculado da proposta 1 original.

**Tabela 30 - Velocidades nos trechos sucção sistema proposta 1 refinada**

Trecho	Vazão volumétrica (m <sup>3</sup> /s) x 10 <sup>3</sup>	$\nu$ (m <sup>3</sup> /kg)	Diâmetro atual (mm)	A (m <sup>2</sup> ) x 10 <sup>4</sup>	$V_{méd}$ (m/s)
Ponto 10 até 11 (9 m)	6,42	0,143	22	3,79	<b>16,91</b>

Fonte: Autor (2015)

#### 4.12 COMPARAÇÃO DOS TRÊS SISTEMAS

Nesta seção será comparada a capacidade dos três testes em relação a queda de pressão, também será comparada a maior capacidade do aparelho encontrada com a carga térmica calculada para a van estudada.

##### 4.12.1 Comparativo entre as perdas de pressões

A diferença de queda pressão total dos três sistemas testados para o lado de alta pressão (linha de líquido e descarga), e para o lado de baixa pressão (sucção) estão apresentadas na tabela 31.

**Tabela 31 - Perda de pressão geral (kPa)**

Sistema atual	Proposta 1	Proposta 1 refinada
---------------	------------	---------------------

	Alta	Sucção	Alta	Sucção	Alta	Sucção
Entrada	1120	260	1238	152	1456	167
Saída	1001	67	1115	122	1350	147
<b>Queda de pressão</b>	<b>119</b>	<b>193</b>	<b>123</b>	<b>30</b>	<b>106</b>	<b>20</b>

Fonte: Autor (2015)

A queda de pressão na sucção melhorou consideravelmente, no sistema atual a queda de pressão foi de 193 kPa. Entretanto o sistema da proposta 1 refinada, a queda de pressão foi de apenas 20 kPa, resultando em uma diminuição na queda de pressão de 173 kPa.

O lado alta pressão do sistema na proposta 1 refinada teve uma pequena melhoria, se comparado ao sistema atual. A melhoria na queda de pressão foi de 13 kPa.

#### 4.12.2 Comparativo entre as capacidades dos aparelhos

Através do método *DTML* foi calculada a capacidade do aparelho para os três testes, a tabela 32 mostra o comparativo entre as capacidades encontradas.

**Tabela 32 - Comparativo capacidades dos sistemas**

	Sistema atual	Proposta 1	Proposta 1 refinada
Q (W)	6882	7540	10125

Fonte: Autor (2015)

Com a diminuição da queda de pressão houve uma melhoria significativa na capacidade do sistema da proposta 1 se comparado ao sistema atual, houve um aumento de capacidade próximo a 9 %. Já se comparado a proposta 1 refinada com o sistema atual, o sistema teve um aumento de capacidade próximo a 32 %.

Além da melhoria da capacidade do sistema, pode-se notar através das tabelas 13 e 30 que as temperaturas de entrada do fluido frio do evaporador, no caso o fluido refrigerante, diminuiu significativamente nas duas propostas, ou seja, de 9,9 °C para 3,4 °C.

#### 4.12.3 Comparativo entre as eficiências dos aparelhos (COP)

Se comparado a eficiências dos três testes através do cálculo de COP (Coeficiente de performance), pode-se observar que a eficiência diminuiu devido ao aumento na vazão do compressor. Com o aumento da vazão a potência do compressor aumentou.

A capacidade do aparelho não aumentou na mesma proporção ao aumento da potência do compressor, assim a sua eficiência diminuiu nos testes com melhorias.

**Tabela 33 - Comparativo das eficiências dos sistemas (COP)**

	Sistema atual	Proposta 1	Proposta 1 refinada
COP	6,07	4,04	3,55

Fonte: Autor (2015)

#### **4.12.4 Comparativo da carga térmica calculada e capacidade do aparelho**

Com as melhorias do sistema através da diminuição da perda de pressão na sucção foi possível chegar à carga térmica calculada.

A carga térmica encontrada foi de 10278 W, enquanto a capacidade do sistema na proposta 1 refinada foi de 10125 W. Logo, o aparelho tem a capacidade muito próxima a carga térmica, garantindo o conforto térmico dos passageiros.

Uma maneira de garantir uma diferença maior entre a carga térmica e a capacidade do aparelho seria a utilização de películas ou cortinas nas janelas, diminuindo a carga térmica da radiação do sol. Pode-se ainda fazer uso de cortinas de ar nas portas dos passageiros, no momento de abertura das portas para a entrada de passageiros. Esta cortina irá diminuir a entrada de ar externo quente para o interior no veículo, assim diminuindo a carga térmica da renovação de ar.

## 5 CONCLUSÃO

Analisando os resultados do ensaio no sistema atual, observou-se que a diferença entre as pressões de entrada e saída da linha sucção estava acima do ideal, em torno de 193 kPa. Dessa forma foram sugeridas melhorias para esta linha, a fim de melhorar a eficiência. A principal melhoria sugerida foi o aumento do diâmetro atual da mangueira. O diâmetro interno atual da mangueira era de 12,5 mm. Conforme cálculos realizados, o diâmetro estimado foi de 22 mm.

A partir dos resultados obtidos, verificou-se que as mudanças realizadas no sistema resultaram em uma melhoria significativa na sua capacidade. De acordo com a literatura apresentada, a queda de pressão desejada para uma linha de sucção de um sistema de ar condicionado, com fluido refrigerante R134a, seria de apenas 21 kPa. No ensaio realizado, o aumento do diâmetro e a redução do tamanho da mangueira resultou em uma queda de pressão no lado de baixa pressão de 20 kPa, resultando no aumento da capacidade em aproximadamente 32%.

A carga térmica encontrada foi de 10278 W, enquanto a capacidade do sistema na última proposta foi de 10125 W. Logo, o aparelho melhorado tem a capacidade muito próxima a carga térmica, garantindo o conforto térmico dos passageiros.

Foi aumentado capacidade do aparelho sem grandes alterações no sistema, sem troca de componentes de alto valor. Com a simples troca de mangueiras e algumas conexões foi possível alcançar a capacidade que aparelho necessita para a carga térmica.

De uma maneira geral pode-se concluir que, os resultados obtidos no sistema melhorado são pertinentes e aplicáveis.

Para sugestões de trabalhos futuros, seria importante ter um medidor de vazão para o fluido refrigerante, assim os cálculos das velocidades seriam mais precisos. Também seria importante controlar a umidade na câmara de teste, podendo medir a temperatura do bulbo seco e bulbo úmido durante o teste.

O estudo pode evoluir, fazendo melhorias na tubulação no lado de alta pressão do sistema, pois mesmo com melhorias significativas feitas na sucção a queda de pressão no lado de alta continuou elevada.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AMOR, Alonso. **Perdas de carga na seleção de tubulações**. 2014. Resfriando o seu portal sobre refrigeração. Disponível em: <<http://www.resfriando.com.br/category/artigos-tecnicos/>>. Acesso em: 16 maio 2015.
- BANDARRA, E. P.; BARBIERI, P. E. L. **Estudo experimental do refrigerante R-134a em escoamentos bifásico no interior de tubos**. 16º posmec Simpósio de Pós Graduação em engenharia Mecânica. Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, MG, 2012.
- BORGHESE, Joe. **Compact heat exchanger design characteristics ant trends**. Set. 2014. NARSA Heavy Duty Heating and Cooling Conference. Disponível em: <[http://narsa.org/wp-content/uploads/2012/09/NARSA\\_CompactHXDesign\\_Sep2012-Borghese.pdf](http://narsa.org/wp-content/uploads/2012/09/NARSA_CompactHXDesign_Sep2012-Borghese.pdf)>. Acesso em: 15 maio 2015.
- BORGNAKKE, C.; SONNTAG R. E. **Fundamentos da termodinâmica**. 7. ed. Blucher. São Paulo, SP, 2009.
- CAVALLINI, A.; DEL COL, D.; DORETTI, L.; LONGO, G. A.; ROSSETTO L. Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerants inside horizontal enhanced tubes. **International Journal of Refrigeration**. 2000. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700799000328>>. Acesso em: 20 maio. 2015.
- CENTINI, Daniel Cadario de Azevedo. **Projeto e seleção de um equipamento de ar condicionado para um vagão de passageiros de trem**. 2011. Texto apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. São Paulo: McGraw-Hill Ltda, 2007.
- COPETTI, J. B.; MACAGNAN, M. H.; ZANATTA, M. **Projeto e otimização de um condensador compacto AR-R-290**. 1º Encontro Brasileiro sobre Ebulição, Condensação e Escomaneto Multifásico Líquido-Gás. Abril 2009. Disponível em: <<http://professor.unisinos.br/jcopetti/artigos/ebecem2008.pdf>>. Acesso em: 25 maio 2015.
- DANFOSS. **Filtro secador**. Disponível em: <[http://www.danfoss.com/Latin\\_America\\_portuguese/BusinessAreas/Refrigeration+and+Air+Conditioning/Products/Group/RA/Filter-driers/c5bc6789-2ed4-410e-a626-ca5749800413.html](http://www.danfoss.com/Latin_America_portuguese/BusinessAreas/Refrigeration+and+Air+Conditioning/Products/Group/RA/Filter-driers/c5bc6789-2ed4-410e-a626-ca5749800413.html)>. Acesso em: 23 mar. 2015.
- DENSO. **Compressor 7CAM15A**. 2015. Disponível em: <http://www.denso.com.br>. Acesso em: 16 set. 2015.
- DOMANSKI, P. A.; HERMES, C. J. L. **An Improved correlation for two-phase pressure drop of R22 and R-410A in 180° return bends**. 2006. Disponível em: <<http://fire.nist.gov/bfrlpubs/build06/PDF/b06038.pdf>>. Acesso em: 25 maio 2015.
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2010.

GLASER, Fábio. **Modelagem, simulação e análise de condições ambientais de cabine em automóvel climatizado: estudo em veículo com sistema de climatização com controles individuais de temperatura**. 2009. Dissertação do Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

GORASIYA, A. V.; KHIRAIYA, B. K.; PATEL, S. K. **Analytical study of friction pressure drop in two phase flow**. NCEVT. 2014. Disponível em: <[http://www.researchgate.net/profile/Krunal\\_Khiraiya/publication/261672718\\_Analytical\\_Study\\_of\\_Frictional\\_Pressure\\_Drop\\_in\\_Two\\_Phase\\_Flow/links/00463534f6e1c4be15000000.pdf](http://www.researchgate.net/profile/Krunal_Khiraiya/publication/261672718_Analytical_Study_of_Frictional_Pressure_Drop_in_Two_Phase_Flow/links/00463534f6e1c4be15000000.pdf)>. Acesso em: 25 maio 2015.

INCROPERA, F. P; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

IVECO; **Catálogo Daily Minibus**. Disponível em: [http://www.iveco.com/Brasil/collections/technical\\_sheets/Documents/iveco\\_daily\\_minibus\\_turismo\\_50C17\\_24032015.pdf](http://www.iveco.com/Brasil/collections/technical_sheets/Documents/iveco_daily_minibus_turismo_50C17_24032015.pdf). Acesso em: 15 maio 2015.

**K2 AR CONDICIONADO**. Disponível em: <[www.k2arcondicionado.com.br](http://www.k2arcondicionado.com.br)>. Acesso em: 6 abril 2015.

LEAO, Hugo Leonardo Souza Lara. **Análise experimental dos efeitos do fluido e da orientação do escoamento no desempenho de dissipadores de calor baseados na ebulição convectiva em microcanais**. 2014. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. Disponível em: <<http://www.tcc.sc.usp.br/tce/disponiveis/>>. Acesso em 30 mar. 2015.

LI, Fernando Liang. **Estudo e seleção de um aparelho de ar condicionado para ônibus**. 2011. 1 CD-ROM. Trabalho de conclusão de curso (bacharelado - Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011. Disponível em: <<http://hdl.handle.net/11449/119617>>. Acesso em: 20 jun. 2015

MARTINELLI, Luiz Carlos. **Sistema de ar condicionado por absorção para ônibus**. 2008. Dissertação (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista. Disponível em: <<http://acervodigital.unesp.br/handle/unesp/172349>> Acesso em: 6 abril 2015.

MATOS, Rudmar Serafim. **13 Tubulações**. 2010. Disponível em: [ftp://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM182/.../13\\_TUBULACOES.pdf](ftp://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM182/.../13_TUBULACOES.pdf). Acesso em: 16 agos. 2015.

OZISIK, M. N. **Transferência de calor um texto básico**. Guanabara Koogan S.A. Rio de Janeiro, RJ, 1990.

PARKER. **Catálogo Mangueiras, Conexões e Equipamentos**. Disponível em: <http://www.unitecparker.com.br/f/d91bf9172a544478cf09d3bbd5ee07f9.pdf>. Acesso em: 25 set. 2015.

PIRANI, Marcelo José. **Refrigeração e ar condicionado**. 2012. Universidade Federal da Bahia. Disponível em:  
<[http://www.daem.ufba.br/paginas/refrigeracao\\_ar\\_condicionado.htm](http://www.daem.ufba.br/paginas/refrigeracao_ar_condicionado.htm)>. Acesso em: 23 mar. 2015.

RIBATSKI, G.; CABEZAS-GÓMEZ, L.; NAVARRO, A. H. **Estudo da literatura a intensificação da transferência de calor em ebulição convectiva através de superfícies ranhuradas**. 16º posmec Simpósio de Pós Graduação em engenharia Mecânica. Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, MG, 2006. Disponível em:  
<<http://www.posgrad.mecanica.ufu.br/posmec/16/PDF/PM16-0134.pdf>>. Acesso em: 25 maio 2015.

SANTOS, Eduardo Oliveira. **Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo**. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Disponível em:  
<[http://www.automotiva-poliusp.org.br/wp-content/uploads/2013/02/santos\\_eduardo.pdf](http://www.automotiva-poliusp.org.br/wp-content/uploads/2013/02/santos_eduardo.pdf)>. Acesso em: 6 abril 2015.

STOECKER, W. F.; JONES J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. Editora McGraw-Hill Ltda. São Paulo, 1985.

SUBRAMANIAM, Vishwanath. **Desing o fair-cooled microchannel condensers for ma-distributed air flow conditions**. 2004. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Georgia Institute of Technology. Disponível em:  
<[https://smartech.gatech.edu/bitstream/handle/1853/5088/subramaniam\\_vishwanath\\_200407\\_ms.pdf](https://smartech.gatech.edu/bitstream/handle/1853/5088/subramaniam_vishwanath_200407_ms.pdf)>. Acesso em: 25 maio 2015.

VILELA, Thiago Scudeler. **Simulação de refrigerante alternativos em um sistema de ar condicionado automotivo**. 2012. Dissertação do Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. Disponível em: <<http://www.tcc.sc.usp.br/tce/disponiveis/18/18062300/tce-27032014-101540/>>. Acesso em: 30 mar. 2015.

YOUNG, D. F.; MUNSON, B. R.; OKIISHI, T. H. **Uma introdução concisa à mecânica dos fluidos**. 2. ed. Edgard Blucher Ltda, São Paulo,SP, 2005.

**APÊNDICE A – Condições climáticas de um dia típico de verão do mês de janeiro, em  
São Paulo**

Hora	Temperatura do bulbo seco (°C)	Temperatura do bulbo úmido (°C)	Umidade (%)	Velocidade do vento (m/s)
1	22,9	20,2	79	2,3
2	22,5	20	81	2
3	22,2	19,8	82	1,9
4	21,8	19,6	82	2
5	21,5	19,4	83	2,1
6	21	19,2	85	2,1
7	20,8	19,1	85	2,1
8	21,5	19,2	82	2,3
9	23,5	19,7	75	2,9
10	24,9	20,2	67	3,9
11	26,7	20,6	59	4,9
12	28,1	20,9	54	5,4
13	29,3	21	49	5,7
14	29,9	20,3	48	5,7
15	30,7	21,2	45	5,6
16	30,8	21,3	45	5,9
17	30,3	21,3	47	5,6
18	29,8	21,3	49	5,3
19	28,7	21,2	53	4,7
20	27,4	21,2	60	3,5
21	26,1	21	66	3
22	25,4	20,8	71	2,7
23	24,3	20,6	73	2,7
24	23,8	20,4	75	2,4

Fonte: Adaptado de Centini (2011)



**APÊNDICE B – Pressões do sistema atual (kPa)**

Descrição	Ponto	Intervalos de tempo (min)						Média	Máx.	Mín.
		20	40	60	80	100	120			
Saída compr.	1	1124	1117	1148	1082	1117	1131	<b>1120</b>	1148	1082
Ent. cond.	2	1079	1103	1107	1062	1082	1086	<b>1086</b>	1107	1062
Saída cond.	3	1027	1065	1065	1048	1036	1048	<b>1048</b>	1065	1027
Ent. filtro secador	4	1034	1027	1041	1041	1020	1020	<b>1030</b>	1041	1020
Saída filtro secador	5	996	1020	1024	1034	1031	1034	<b>1023</b>	1034	996
Saída bloco dist. L.L	7	993	1020	1020	1000	1024	1027	<b>1014</b>	1027	993
Saída tubo maior L.L	8	996	1007	1013	993	1000	993	<b>1002</b>	1013	993
Ent. válvula expansão	9	989	993	1007	1014	993	1013	<b>1001</b>	1014	989
Saída evap.	10	248	262	262	269	255	265	<b>260</b>	269	248
Ent. tubo maior sucção	11	248	251	224	234	221	221	<b>233</b>	252	221
Ent. bloco dist. sucção	12	193	182	165	186	186	186	<b>183</b>	193	165
Saída bloco dist. sucção	13	172	186	155	152	159	152	<b>163</b>	186	152
Ent. comp.	14	62	69	62	65	69	76	<b>67</b>	76	62

Fonte: Autor (2015)

**APÊNDICE C – Dados de pressão aparelho proposta 1 (kPa)**

Descrição	Ponto	Intervalos de tempo (min)						Média	Máx.	Mín.
		20	40	60	80	100	120			
Saída compr.	1	1244	1234	1238	1238	1234	1238	<b>1238</b>	1244	1234
Entrada cond.	2	1182	1213	1210	1193	1207	1196	<b>1200</b>	1213	1182
Saída cond.	3	1176	1169	1155	1155	1158	1158	<b>1162</b>	1176	1155
Ent. conexão A	4	1158	1155	1155	1151	1148	1155	<b>1154</b>	1158	1148
Saída conexão A	5	1158	1155	1148	1141	1138	1155	<b>1149</b>	1158	1138
Ent. conexão B L.L	6	1151	1148	1145	1141	1134	1141	<b>1143</b>	1151	1134
Saída conexão B L.L	7	1145	1145	1141	1138	1134	1141	<b>1141</b>	1145	1134
Saída tubo maior L.L	8	1127	1131	1127	1110	1124	1110	<b>1121</b>	1131	1110
Entrada válvula expansão	9	1124	1124	1113	1103	1120	1103	<b>1114</b>	1124	1103
Saída evap.	10	148	148	152	152	155	155	<b>152</b>	155	148
Entrada tubo maior sucção	11	145	145	148	148	148	148	<b>147</b>	148	145
Entrada compr.	12	121	121	124	124	124	121	<b>122</b>	124	121

Fonte: Autor (2015)

**APÊNDICE D – Dados de pressão aparelho proposta 1 refinada (kPa)**

Descrição	Ponto	Intervalo de tempo (min)						Média	Máx.	Mín.
		20	40	60	80	100	120			
Saída compr.	1	1441	1455	1465	1458	1455	1462	<b>1456</b>	1465	1441
Entrada cond.	2	1424	1427	1431	1427	1431	1434	<b>1429</b>	1434	1424
Saída cond.	3	1369	1396	1396	1389	1386	1393	<b>1388</b>	1393	1369
Ent. conexão A	4	1362	1389	1379	1372	1382	1379	<b>1377</b>	1389	1362
Saída conexão A	5	1358	1379	1379	1365	1365	1369	<b>1369</b>	1379	1358
Ent. conexão B L.L	6	1358	1375	1375	1362	1362	1369	<b>1367</b>	1375	1358
Saída conexão B L.L	7	1355	1375	1375	1362	1362	1365	<b>1366</b>	1375	1355
Saída tubo maior L.L	8	1348	1362	1355	1355	1355	1362	<b>1356</b>	1362	1348
Entrada válvula expansão	9	1338	1358	1351	1344	1351	1358	<b>1350</b>	1358	1338
Saída evap.	10	169	165	169	165	169	165	<b>167</b>	169	165
Entrada compr.	11	148	145	152	145	148	145	<b>147</b>	152	145

Fonte: Autor (2015)





APÊNDICE G – Planilha de cálculo de carga térmica de um veículo

A	B	C	D	E	G	H	I	J	K	L	M	N
CARGA TÉRMICA DAS SUPERFÍCIES TRASPARENTES												
Especificações do vidro												
									Fator FGCI para São Paulo no mês de Janeiro			
Quantidade	Comprimento (m)	Altura (m)	Espessura (m)	Área total (m²)	FGCI	CS	Qsg (W)	Orientação	Valor			
Janelas Laterias Esquerda	3	0,9	0,6	0,004	1,62	672	1	1088,64	NE	407		
Janelas Laterias Direita	3	0,9	0,6	0,004	1,62	142	1	230,04				
Janela Porta Motorista	1	0,9	0,7	0,00316	0,63	672	1	423,36	NO	407		
Janela Porta Caroneiro	1	0,9	0,7	0,00316	0,63	142	1	89,46				
Vidros Traseiros	2	0,6	0,6	0,0032	0,72	142	0,3	25,56	SO	555		
Parabrisa	1	1,8	1	0,00536	1,8	672	1	1209,6	SE	555		
									N	145		
								Qsg	L	142		
									S	672		
									O	672		

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	
CARGA TÉRMICA RENOVAÇÃO DE AR												
Características das portas Iveco Minibus												
Área (m²)	Tempo de abertura (s)	Velocidade do ar (m/s)	hi (kJ/kg)	he (kJ/kg)	Vazão (m³/s)	Vazão Total (m³/h)	m (kg)	Qren (W)				
Porta Motorista	1,792	60	0,5	51	64,5	0,896	53,76	60	812			
Porta corredeira	2,52	140	0,5	51	64,5	1,26	176,4	197	2665			
									Qren	3476,912		
Ambiente interno						Ambiente externo						
Temperatura interna do veículo			23	C	Temperatura externa do veículo			30,8	C			
Umidade relativa do ar interno			60	%	Umidade relativa do ar externo			45	%			
Entalpia do ar interno			51	kJ/kg	Entalpia do ar externo			64,5	kJ/kg			
Temperatura do bulbo molhado			18	C	Temperatura do bulbo molhado			21,3	C			
Temperatura do ponto de orvalho				C	Temperatura do ponto de orvalho				C			
Razão da mistura			0,78	g de vapor por kg de ar seco	Razão da mistura			0,6	g de vapor por Kg			
Volume específico			0,84	m³/kg	Volume específico			0,881	m³/kg			
Umidade absoluta do ar					Umidade absoluta do ar							
Densidade do ar			1,16	kg/m³	Densidade do ar			1,119	kg/m³			

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V
CARGA TÉRMICA DE SUPERFÍCIES OPACAS																					
Especificações Técnicas paredes / teto / piso																					
Material	Espessura (m)	k (W/m².K)	Largura / Altura (m)	Comprimento (m)	Área (m²)	Viscosidade Cinemática (m²/s)	Velocidade do ar (m/s)	Difusividade (m²/s)	k do ar (W/m².K)	Re	Pr	Nu	he	hi	U	teq	Qp				
Teto	Apo carbono	0,00065	59,9	2	6,2	12,4	1,568E-05	5,9	0,0002216	0,0228	2332908	0,70758	3320,58	12,21	8	0,781205	47,7919996	240,159			
	Lã de vidro	0,038	0,038																		
	ABS	0,003	0,041																		
Assoalho	Compensado naval	0,015	0,17	2	6,2	12,4	1,568E-05	5,9	0,0002216	0,0228	2332908	0,70758	3320,58	12,21	8	2,869763	31	284,68			
	Manta vinílica	0,004	0,075																		
Lateral Esquerda	ABS	0,003	0,041	1,3	6,2	8,06	1,568E-05	5,9	0,0002216	0,0228	2332908	0,70758	3320,58	12,21	8	3,570487	31	230,225			
	Apo carbono	0,00065	59,9																		
Lateral Direita	ABS	0,003	0,041	1,3	2	8,06	1,568E-05	5,9	0,0002216	0,0228	752551	0,70758	880,961	10,04	8	3,358478	51,4172999	769,237			
	Apo carbono	0,00065	59,9																		
Parade Traseira	ABS	0,003	0,041	1,3	6,2	2,6	1,568E-05	5,9	0,0002216	0,0228	2332908	0,70758	3320,58	12,21	8	3,570487	47,7919996	230,151			
	Apo carbono	0,00065	59,9																		
Janelas Laterias Esquerda	Vidro	0,004	0,038	0,6	0,9	0,54	1,568E-05	5,9	0,0002216	0,0228	338648	0,70758	98,686	2,5	8	1,586657	6,85436				
Janelas Laterias Direita	Vidro	0,004	0,038	0,6	0,9	0,54	1,568E-05	5,9	0,0002216	0,0228	338648	0,70758	98,686	2,5	8	1,586657	6,85436				
Janela Porta Motorista	Vidro	0,00316	0,038	0,7	0,9	0,63	1,568E-05	5,9	0,0002216	0,0228	338648	0,70758	98,686	2,5	8	1,644329	8,28742				
Janela Porta Caroneiro	Vidro	0,00316	0,038	0,7	0,9	0,63	1,568E-05	5,9	0,0002216	0,0228	338648	0,70758	98,686	2,5	8	1,644329	8,28742				
21 Vidros	Vidro	0,0032	0,038	0,6	0,9	0,54	1,568E-05	5,9	0,0002216	0,0228	338648	0,70758	98,686	2,5	8	1,641488	7,09123				
22 Para-brisa	Vidro	0,00536	0,038	1	1,8	1,8	1,568E-05	5,9	0,0002216	0,0228	677296	0,70758	747,012	9,462	8	2,690075	38,7371				
																	Média	1830,56			

## ANEXO A – Certificado de calibração do termômetro A



Rua Antoninho D. Campagnollo, 33 - Esquina Perimetral Sul - Bairro Floresta  
Fone/Fax: (54) 3225-3211 - 95.012-230 - Caxias do Sul/RS - E-mail: mitec@terra.com.br

Página 1 de 2

---

**CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº: 9944/15**


---

**CLIENTE**

**Solicitante:** THM Sistemas Ltda.  
**Endereço:** Rua José Sassi, 510

**Cidade:** Caxias do Sul  
**Estado:** RS

**DADOS DO EQUIPAMENTO**

**Descrição:** Termômetro digital de -50 +105 °C  
**Nº de Identificação:** TE-03-01  
**Resolução:** 0,1 °C

**Marca:** Full Gauge  
**Nº do Fabricante:** Não consta

**PADRÕES**

<u>Código</u>	<u>Descrição</u>	<u>Nº Certificado</u>	<u>Laboratório</u>	<u>Validade</u>
MT-003	Multicalibrador Druck	E0150/2015	LABELO/RBC	30/04/19
SE-003	Termoresistor tipo Pt 100 de -200 +200 °C	IOPE-RT-011-12/2717	IOPE/RBC	31/12/16

**REFERÊNCIAS**

**Procedimento (s) de Calibração:** MTC-E-020/4 Rev. 5  
**Condições Ambientais:** **Temperatura:** 20 ± 2 °C **Umidade Relativa:** 60 ± 10 %  
**Data do Recebimento:** 14/05/2015 **Data da Calibração:** 15/05/2015 **Data da Emissão:** 18/05/2015

**OBSERVAÇÕES**

Não há.

Este certificado somente pode ser reproduzido por inteiro e com prévia autorização da Mitec.

Resultados válidos para o estado atual do instrumento em condições ideais de calibração.

Este certificado não tem valor para fins de metrologia legal e se limita exclusivamente ao instrumento calibrado.

A incerteza de medição expandida, multiplicada pelo (s) fator (es) de abrangência "k", para um nível de confiança de aproximadamente 95%, foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.

Este certificado foi assinado e emitido eletronicamente através do software Cali Lab e é válido desta forma.

## CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº: 9944/15

Sensor 1 - Pontos de Calibração		Unidade: °C
VN	VM	EM
0,00	0,36	-0,36
50,00	50,85	-0,85
100,00	101,05	-1,05

Sensor 2 - Pontos de Calibração		Unidade: °C
VN	VM	EM
0,00	0,12	-0,12
50,00	50,35	-0,35
100,00	100,05	-0,05

Sensor 3 - Pontos de Calibração		Unidade: °C
VN	VM	EM
0,00	0,31	-0,31
50,00	50,81	-0,81
100,00	101,05	-1,05

Sensor 4 - Pontos de Calibração		Unidade: °C
VN	VM	EM
0,00	0,21	-0,21
50,00	50,62	-0,62
100,00	101,02	-1,02

Sensor 5 - Pontos de Calibração		Unidade: °C
VN	VM	EM
0,00	0,19	-0,19
50,00	50,72	-0,72
100,00	101,02	-1,02

Resultados Denominação	Unidade: °C		k	Veff
	EMÁX	IM (±)		
Sensor 1 - Pontos de Calibração	-1,05	0,19	2,00	>100
Sensor 2 - Pontos de Calibração	-0,35	0,19	2,00	>100
Sensor 3 - Pontos de Calibração	-1,05	0,19	2,00	>100
Sensor 4 - Pontos de Calibração	-1,02	0,19	2,00	>100
Sensor 5 - Pontos de Calibração	-1,02	0,19	2,00	>100

Fim

  
 Adriana Zilio  
 Signatário Autorizado

**Definições:**

**VN:** Valor Nominal (Indicação do Instrumento)  
**VM:** Valor Medido (Indicação do Padrão)  
**EM:** Erro de Medição (VN - VM)

**EMÁX** Erro de Medição Máximo  
**IM:** Incerteza de Medição  
**Veff:** Graus de Liberdade Efetivos



## ANEXO B – Certificado de calibração do termômetro B



Instrumentos Industriais Ltda.  
Rua Antoninho D. Campagnollo, 33 - Esquina Perimetral Sul - Bairro Floresta  
Fone/Fax: (54) 3225-3211 - 95.012-230 - Caxias do Sul/RS - E-mail: mitec@terra.com.br

Página 1 de 2

---

**CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº: 9945/15**


---

**CLIENTE**

**Solicitante:** THM Sistemas Ltda.  
**Endereço:** Rua José Sassi, 510

**Cidade:** Caxias do Sul  
**Estado:** RS

**DADOS DO EQUIPAMENTO**

**Descrição:** Termômetro digital de -50 +105 °C  
**Nº de Identificação:** TE-03-02  
**Resolução:** 0,1 °C

**Marca:** Full Gauge  
**Nº do Fabricante:** Não consta

**PADRÕES**

<u>Código</u>	<u>Descrição</u>	<u>Nº Certificado</u>	<u>Laboratório</u>	<u>Validade</u>
MT-003	Multicalibrador Druck	E0150/2015	LABELO/RBC	30/04/19
SE-003	Termoresistor tipo Pt 100 de -200 +200 °C	IOPE-RT-011-12/2717	IOPE/RBC	31/12/16

**REFERÊNCIAS**

**Procedimento (s) de Calibração:** MTC-E-020/4 Rev. 5  
**Condições Ambientais:** **Temperatura:** 20 ± 2 °C **Umidade Relativa:** 60 ± 10 %  
**Data do Recebimento:** 14/05/2015 **Data da Calibração:** 15/05/2015 **Data da Emissão:** 18/05/2015

**OBSERVAÇÕES**

Não há.

---

Este certificado somente pode ser reproduzido por inteiro e com prévia autorização da Mitec.  
Resultados válidos para o estado atual do instrumento em condições ideais de calibração.  
Este certificado não tem valor para fins de metrologia legal e se limita exclusivamente ao instrumento calibrado.  
A incerteza de medição expandida, multiplicada pelo (s) fator (es) de abrangência "k", para um nível de confiança de aproximadamente 95%, foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.  
Este certificado foi assinado e emitido eletronicamente através do software Cali Lab e é válido desta forma.

## CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO N°: 9945/15

Sensor 1 - Pontos de Calibração		Unidade: °C
VN	VM	EM
0,00	-0,38	0,38
50,00	49,31	0,69
100,00	99,06	0,94

Sensor 2 - Pontos de Calibração		Unidade: °C
VN	VM	EM
0,00	0,08	-0,08
50,00	50,31	-0,31
100,00	100,54	-0,54

Sensor 3 - Pontos de Calibração		Unidade: °C
VN	VM	EM
0,00	-0,04	0,04
50,00	49,88	0,12
100,00	99,67	0,33

Sensor 4 - Pontos de Calibração		Unidade: °C
VN	VM	EM
0,00	-0,55	0,55
50,00	49,28	0,72
100,00	99,66	0,34

Sensor 5 - Pontos de Calibração		Unidade: °C
VN	VM	EM
0,00	0,02	-0,02
50,00	50,15	-0,15
100,00	100,28	-0,28

Resultados	Unidade: °C		k	Veff
	EMÁX	IM (±)		
Sensor 1 - Pontos de Calibração	0,94	0,19	2,00	>100
Sensor 2 - Pontos de Calibração	-0,54	0,19	2,00	>100
Sensor 3 - Pontos de Calibração	0,33	0,19	2,00	>100
Sensor 4 - Pontos de Calibração	0,72	0,19	2,00	>100
Sensor 5 - Pontos de Calibração	-0,28	0,19	2,00	>100

Fim

  
 Adriana Zilio  
 Signatário Autorizado

**Definições:**

**VN:** Valor Nominal (Indicação do Instrumento)  
**VM:** Valor Medido (Indicação do Padrão)  
**EM:** Erro de Medição (VN - VM)

**EMÁX** Erro de Medição Máximo  
**IM:** Incerteza de Medição  
**Veff:** Graus de Liberdade Efetivos

## ANEXO C – Certificado de calibração do manômetro

**EJRos**<sup>®</sup>  
Metrologia

EJRos Metrologia  
Acroli Indústria, Comércio e Serviços de Metrologia Ltda  
Rua Joana Mattioda Manfro, 201 A - B. Sagrada Família  
Cep: 95052-370 Caxias do Sul/RS  
Fone: (54) 3029-4466  
E-mail: metrologia@ejros.com.br Site: www.ejros.com.br

### CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 8222/2015

#### CARACTERÍSTICAS DO OBJETO

Instrumento: Manifold Digital	Fabricante: N/C	Modelo: R117
Código: AZUL	Faixa: de 0 até 30	Unidade: bar
Número de série: N/C	Divisão/Resolução: 0,01	Data da calibração: 19/08/2015
Empresa: THM Sistemas Ltda.	Endereço: Ernesto Zanrosso, 3004 Sta. Catarina Cxs do Sul RS	

#### CONDIÇÕES AMBIENTAIS DURANTE A ANÁLISE

Temperatura: 20 +/- 2°C - Umidade: 30 a 75 %

#### PADRÕES UTILIZADOS

DESCRIÇÃO: EJRO28 Manômetro Digital Zurich

RASTREABILIDADE: EJRO28 Certificado: 05107-2014 CETEMP(RBC) Validade: 08/2016

#### INFORMAÇÕES GERAIS

REFERÊNCIA NORMATIVA: NBR 14105-1 Medidores Analógicos de Pressão com sensor de elemento elástico- Requisitos de Fabricação, classificação e utilização.

PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO: IO- M.07 Calibração de Manômetros Rev. 01

#### RESULTADO DA CALIBRAÇÃO

Padrão Mpa	Padrão Kgf/cm	Padrão	Leit1	Leit2	Leit3	Leit4	Média	Desvio	Incerteza	Veff
Mpa	Kgf/cm	bar	Avanço bar	Retorno bar	Avanço bar	Retorno bar				
0,60	6,12	6,0	5,98	5,96	5,98	5,98	5,97	-0,03	0,12	∞
1,20	12,24	12,0	11,98	11,96	11,98	11,96	11,97	-0,03	0,12	∞
1,80	18,36	18,0	17,96	17,98	17,97	17,95	17,96	-0,04	0,12	∞
2,40	24,47	24,0	23,98	23,96	23,97	23,96	23,97	-0,03	0,12	∞
3,00	30,59	30,0	29,96	29,96	29,98	29,98	29,97	-0,03	0,12	∞
<b>ERROS DO EQUIPAMENTO:</b>			PADRÕES UTILIZADOS							
ERRO FIDUCIAL EM %		0,00								
REPETITIVIDADE EM %		0,001								
HISTERESE EM bar:		0,02								

#### LEGENDA:

Padrão: Valor fixado no Instrumento Padrão.  
Leit1, Leit2, Leit3, Leit4: Leituras feitas no Instrumento a ser calibrado.  
Desvio: Diferença entre a Média das Leituras e o Padrão.  
Incerteza: Incerteza de Medição do Laboratório expressa com o sinal +/-  
Quando o grau de Liberdade (Veff) é Infinito k=2  
Erro Fiducial: Erro Máximo de Indicação, considerando movimento de avanço ou retorno.  
Repetitividade: Relação entre a diferença máxima das indicações no medidor no mesmo ponto de Pressão, numa mesma solicitação. Utilizado como base, ponto próximo ao meio da escala.  
Histerese: Erro de medição considerando o movimento de avanço e retorno no mesmo intervalo de Escala.  
Fator de Conversão Sistema Internacional 1 bar = 0,1 MPa = 1,02 Kgfcm<sup>2</sup> = 750,06 mmHg

Salvo indicação em contrário, os valores da planilha estão na unidade do instrumento calibrado: [bar]

#### OBSERVAÇÕES

\_\_\_\_\_  
Sidnei Corezola

Emitido: 20/08/2015 17:25

\_\_\_\_\_  
Signatário Autorizado

A incerteza de medição expandida foi obtida pelo fator de abrangência "k", para uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95% e conforme a publicação EA-4/02 Anexo E. Este certificado somente pode ser reproduzido por inteiro e com prévia autorização do laboratório calibrador. Estes resultados são válidos para o momento da calibração e não se estendem ao lote ou a outros objetos. Este certificado foi assinado através de senha eletrônica e aceito como válido desta forma. Nomes com o texto "(indicado)" não estão assinados, são somente referência.

**ANEXO D – Certificado de Calibração Tacômetro digital**

Instrumentos Industriais Ltda.

Rua Antoninho D. Campagnollo, 33 – Bairro Floresta  
 95012-230 – Caxias do Sul / RS  
 Fone/Fax: (54) 3225-3211  
 e-mail: mitec@mitec.com.br

Página 1 de 2

**CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO N° 21162/15**

Solicitante: Gilnei Pellizzioni  
 Endereço: Rua Mariana Melotto, 654  
 Cidade: São Marcos  
 Estado: RS

**DADOS DO EQUIPAMENTO**

Descrição: Tacômetro Digital de 2,5~99999RPM  
 Marca: Minipa  
 Resolução: 0,1/1 RPM  
 N° Fabricante: MDT244B003179J  
 N° Identificação: TA-01

**PADRÕES**

<u>Código</u>	<u>Descrição</u>	<u>N° Certificado</u>	<u>Laboratório</u>	<u>Validade</u>
TAC-001	Tacômetro digital padrão	F0125/2013	Labelo/RBC	28/02/17

**REFERÊNCIAS**

Procedimento de Calibração: MTC-E-020/18 Rev. 2  
 Condições Ambientais: temperatura:  $20 \pm 2$  °C      umidade relativa do ar:  $60 \pm 10\%$ .  
 Data do Recebimento: 06/10/2015  
 Data da Calibração: 13/10/2015  
 Data da Emissão: 19/10/2015

**OBSERVAÇÕES**

Não há.

Resultados válidos para o estado atual do instrumento em condições ideais de ensaio  
 Este certificado somente pode ser reproduzido por inteiro e com aprovação escrita da MITEC INSTRUMENTOS INDUSTRIAIS LTDA.  
 A incerteza de medição expandida, multiplicada pelo fator de abrangência "K", para um nível de confiança de aproximadamente 95%, foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.

**CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO N° 21162/15**

Tabela: Sistema foto			Unidade: RPM		
VN	Média	EI	IM ( $\pm$ )	k	Veff
50,0	49,5	-0,5	2,3	2,0	<100
300,0	298,1	-1,9			
1000	1003	3			
1700	1703	3			
3000	3004	4			



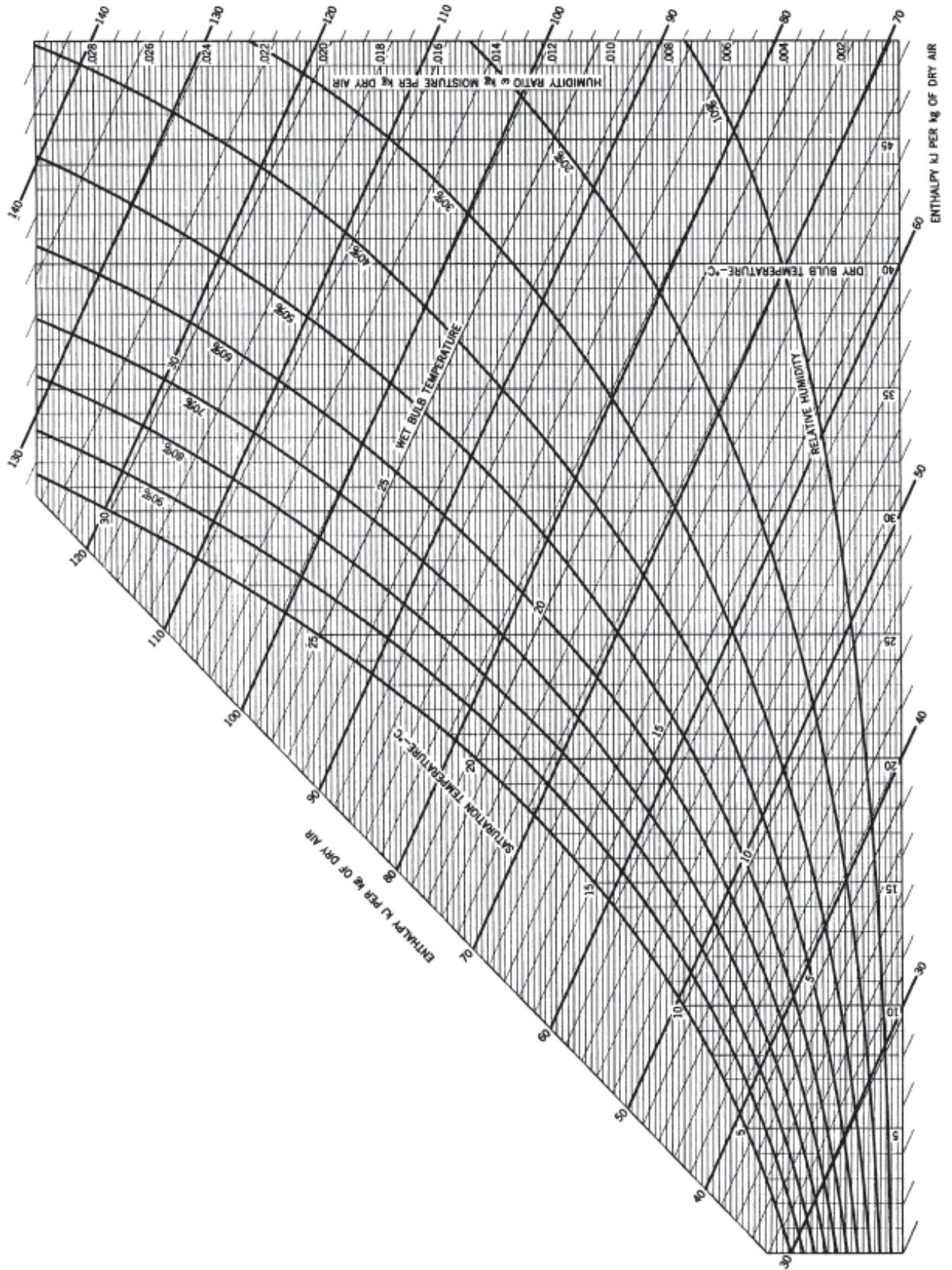
Adriana Zilio  
Signatário Autorizado

## Definições

VN: Valor nominal  
Média: Valor médio de uma série de três medições  
EI: Erro de Indicação

IM: Incerteza de Medição  
Veff: Graus de Liberdade Efetivo

### ANEXO E – Carta Psicométrica



Fonte: Sonntang e Borgnakke (2009)