

CARLOS ALEXANDRE BORIN PETROSKI

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO AUTOMOTIVO**

**MESTRADO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA  
PUCPR**

CURITIBA  
2005

# **ANÁLISE EXPERIMENTAL DE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO AUTOMOTIVO**

**Por**

**Carlos Alexandre Borin Petroski**

**Pontifícia Universidade Católica do Paraná  
Programa de Pós-Graduação em engenharia Mecânica  
Mestrado em Engenharia Mecânica**

Trabalho apresentado como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, Paraná, Brasil.

**CURITIBA**

**2005**

Dedico este trabalho aos meus pais, que tanto me apoiaram e me conduziram nos momentos decisivos de minha vida.

## **Agradecimentos**

Ao Professor Luís Mauro Moura pela brilhante orientação, pela constante dedicação para a realização do projeto, e também por sua amizade.

Ao Professor Nathan Mendes pela co-orientação, por sua pronta disposição para guiar o andamento do projeto, principalmente nos momentos de dificuldade e por sua amizade.

À CAPES – Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior pela bolsa concedida.

À Denso do Brasil Ltda. pela doação dos equipamentos do sistema de refrigeração.

Aos professores do curso técnico da PUCPR pelo apoio e empréstimo de equipamentos.

Aos bolsistas do CNPq e estagiários do LST.

Ao laboratório de Soldagem e Usinagem pelos serviços prestados.

## SUMÁRIO

<a href="#"><u>Lista de Figuras</u></a> .....	1
<a href="#"><u>Lista de Tabelas</u></a> .....	6
<a href="#"><u>Lista de Símbolos</u></a> .....	7
<a href="#"><u>Nomenclatura</u></a> .....	8
<a href="#"><u>Resumo</u></a> .....	9
<a href="#"><u>Abstract</u></a> .....	10
<a href="#"><u>CAPÍTULO 1</u></a> .....	11
<a href="#"><u>1</u></a> <a href="#"><u>Introdução</u></a> .....	11
<a href="#"><u>1.1</u></a> <a href="#"><u>Breve Histórico da Refrigeração segundo Yamane e Saito (1986)</u></a> ..	14
<a href="#"><u>1.2</u></a> <a href="#"><u>Histórico do Sistema de Condicionamento de Ar Automotivo segundo Watanabe (2002)</u></a> .....	14
<a href="#"><u>1.3</u></a> <a href="#"><u>Características do Sistema de Condicionamento de Ar Automotivo</u></a>	15
<a href="#"><u>1.4</u></a> <a href="#"><u>Princípios de refrigeração</u></a> .....	17
<a href="#"><u>1.5</u></a> <a href="#"><u>Gases Refrigerantes</u></a> .....	19
<a href="#"><u>1.6</u></a> <a href="#"><u>Pesquisas Realizadas</u></a> .....	20
<a href="#"><u>1.6.1</u></a> <a href="#"><u>Xuquan et al. (2003)</u></a> .....	20
<a href="#"><u>1.6.2</u></a> <a href="#"><u>Kaynakli et al. (2003)</u></a> .....	23
<a href="#"><u>1.6.3</u></a> <a href="#"><u>Jabardo et al. (2001)</u></a> .....	27
<a href="#"><u>CAPÍTULO 2</u></a> .....	32
<a href="#"><u>2</u></a> <a href="#"><u>O Condicionador de Ar Automotivo</u></a> .....	32
<a href="#"><u>2.1</u></a> <a href="#"><u>O Sistema de Refrigeração no Veículo</u></a> .....	32
<a href="#"><u>2.2</u></a> <a href="#"><u>Detalhamento do Sistema de Condicionamento de Ar Automotivo</u></a> ..	37
<a href="#"><u>2.2.1</u></a> <a href="#"><u>Circuito do Sistema</u></a> .....	37
<a href="#"><u>2.2.2</u></a> <a href="#"><u>Condensador</u></a> .....	38
<a href="#"><u>2.2.3</u></a> <a href="#"><u>Evaporador</u></a> .....	42
<a href="#"><u>2.2.4</u></a> <a href="#"><u>Dispositivo de expansão</u></a> .....	45
<a href="#"><u>2.2.5</u></a> <a href="#"><u>Compressor</u></a> .....	47

	6
<b><u>CAPÍTULO 3</u></b> .....	<b>52</b>
<b><u>3</u></b> <b><u>A Bancada de ensaios</u></b> .....	<b>52</b>
<b><u>3.1</u></b> <b><u>Descrição da Bancada Experimental</u></b> .....	<b>52</b>
3.1.1 <u>Os componentes do sistema A/C</u> .....	52
3.1.2 <u>Montagem do Sistema de Refrigeração</u> .....	54
3.1.3 <u>Calorímetro</u> .....	57
3.1.4 <u>Montagem do sistema de Refrigeração no Calorímetro</u> .....	60
3.1.5 <u>Instrumentação</u> .....	63
3.1.6 <u>Sistema de Aquisição</u> .....	70
3.1.7 <u>Câmara Climatizada</u> .....	71
<b><u>3.2</u></b> <b><u>Análise Energética dos componentes do Sistema de Refrigeração</u></b> ..	<b>73</b>
3.2.1 <u>Metodologia</u> .....	75
<b><u>CAPÍTULO 4 - Resultados</u></b> .....	<b>77</b>
<b><u>4</u></b> <b><u>Introdução</u></b> .....	<b>77</b>
<b><u>4.1</u></b> <b><u>Definição da Carga de Gás Refrigerante</u></b> .....	<b>77</b>
<b><u>4.2</u></b> <b><u>Análise do Efeito da Rotação do Compressor</u></b> .....	<b>82</b>
<b><u>4.3</u></b> <b><u>Análise do efeito da Temperatura no Ambiente do Condensador</u></b> ..	<b>88</b>
<b><u>4.4</u></b> <b><u>Análise do efeito da Temperatura do Ar de Entrada no Evaporador</u></b> ..	<b>94</b>
<b><u>CAPÍTULO 5</u></b> .....	<b>98</b>
<b><u>5</u></b> <b><u>Considerações Finais</u></b> .....	<b>98</b>
<b><u>REFERÊNCIAS</u></b> .....	<b>100</b>

## Lista de Figuras

<a href="#">Figura 1-1 – Diagrama psicrométrico com zona de conforto térmico demarcada</a> .....	16
<a href="#">Figura 1-2 – Comparação de um condicionador de ar automotivo e com um residencial</a> .	17
<a href="#">Figura 1-3 – Ciclo de refrigeração ideal</a> .....	18
<a href="#">Figura 1-4 – Ciclo Real de um sistema de refrigeração</a> .....	19
<a href="#">Figura 1-5 – Esquema experimental proposto por Xuquan et al. (2003)</a> .....	21
<a href="#">Figura 1-6 – Variação da temperatura de superaquecimento durante um degrau na velocidade de rotação de 3000 rpm</a> .....	22
<b><a href="#">Figura 1-7 - Comparação da temperatura do ar na saída do evaporador - Xuquan et al. (2003)</a></b> .....	23
<a href="#">Figura 1-8 – Experimento proposto por Kaynakli e Horuz – Análise experimental de um sistema A/C</a> .....	24
<a href="#">Figura 1-9 – Temperatura no condensador (a) Capacidade de refrigeração (b) Potência consumida no compressor - Kaynakli e Horuz</a> .....	24
<a href="#">Figura 1-10 – Temperatura no condensador (a) COP (b) Pressão no Evaporador - Kaynakli e Horuz</a> .....	25
<a href="#">Figura 1-11 – Temperatura do ar na entrada do evaporador (a) Capacidade de refrigeração (b) Potência consumida no compressor - Kaynakli e Horuz</a> .....	25
<a href="#">Figura 1-12 – COP pela temperatura do ar na entrada do evaporador - Kaynakli e Horuz</a> .....	26
<a href="#">Figura 1-13 – Velocidade do compressor: (a) Capacidade de Refrigeração (b) Consumo de potência no compressor - Kaynakli e Horuz</a> .....	26
<a href="#">Figura 1-14 – Velocidade do compressor (a) COP (b) Pressão no evaporador - Kaynakli e Horuz</a> .....	27
<a href="#">Figura 1-15 – Experimento proposto por Jabardo et al.</a> .....	28
<a href="#">Figura 1-16 – Efeito da velocidade do compressor na Capacidade de Refrigeração – Jabardo et al.</a> .....	29
<a href="#">Figura 1-17 – Efeito da velocidade do compressor na Vazão do gás refrigerante – Jabardo et al.</a> .....	29
<a href="#">Figura 1-18 – Efeito da temperatura do ar de entrada do evaporador na Capacidade de Refrigeração – Jabardo et al.</a> .....	30
<a href="#">Figura 1-19– Efeito da temperatura do ar de entrada do evaporador na Vazão do gás refrigerante – Jabardo et al.</a> .....	30
<a href="#">Figura 1-20– Efeito da temperatura do ar de entrada do condensador na Capadede de Refrigeração – Jabardo et al.</a> .....	31

<a href="#">Figura 1-21– Efeito da temperatura do ar de entrada do condensador na Vazão do gás refrigerante – Jabardo et al.</a> .....	31
<a href="#">Figura 2-1 – Componentes do Sistema de Condicionamento de Ar em um Automóvel</a> .....	33
<a href="#">Figura 2-2 – Direções do fluxo de ar na cabine</a> .....	34
<a href="#">Figura 2-3 – Evaporador</a> .....	35
<a href="#">Figura 2-4 – Condensador</a> .....	35
<a href="#">Figura 2-5 – Compressor com capacidade fixa</a> .....	36
<a href="#">Figura 2-6 – Compressor com capacidade variável</a> .....	36
<a href="#">Figura 2-7 – Conjunto de tubos e mangueiras</a> .....	37
<a href="#">Figura 2-8 – Circuito de refrigeração automotivo</a> .....	38
<a href="#">Figura 2-9 – Ilustração da montagem de um condensador serpentina</a> .....	39
<a href="#">Figura 2-10 – Ilustração de um condensador serpentina</a> .....	40
<a href="#">Figura 2-11 – Detalhe da fixação da aleta e tubos paralelos no condensador tipo 4</a> .....	40
<a href="#">Figura 2-12 – Ilustração de condensador com fluxo paralelo</a> .....	40
<a href="#">Figura 2-13 – Opções de passes para o condensador de fluxo paralelo</a> .....	41
<a href="#">Figura 2-14 – Aumento de microcanais no tubo do condensador de fluxo paralelo</a> .....	41
<a href="#">Figura 2-15 - “Sub-cooling System”</a> .....	41
<a href="#">Figura 2-16 – Funcionamento do condensador com sistema de subresfriamento</a> .....	42
<a href="#">Figura 2-17 – Evaporador com tubos cilíndricos</a> .....	43
<a href="#">Figura 2-18 – Evaporadores do tipo serpentina</a> .....	43
<a href="#">Figura 2-19 – Composição dos microcanais no evaporador de placas</a> .....	44
<a href="#">Figura 2-20 – (a) Evaporador de placas (b) Fluxo do refrigerante</a> .....	44
<a href="#">Figura 2-21 – Evaporador de placas com dois tanques</a> .....	45
<a href="#">Figura 2-22 – Fluxo do refrigerante no evaporador de placas com dois tanques</a> .....	45
<a href="#">Figura 2-23 – Válvula de expansão com equalização interna</a> .....	46
<a href="#">Figura 2-24 – Válvula de expansão com equalização externa</a> .....	46
<a href="#">Figura 2-25 – Válvula de expansão com sensor interno</a> .....	47
<a href="#">Figura 2-26 – Foto compressor <i>Crank Type</i></a> .....	48
<a href="#">Figura 2-27 – Ilustração do sistema da placa oscilante</a> .....	48
<a href="#">Figura 2-28 – Compressor <i>Swash Plate</i> em corte</a> .....	49
<a href="#">Figura 2-29 – Sistema de Dupla ação do compressor <i>Swash Plate</i></a> .....	49
<a href="#">Figura 2-30 – Válvula de regulação (compressor variável)</a> .....	50
<a href="#">Figura 2-31 – Compressor variável na posição de mínima refrigeração</a> .....	50
<a href="#">Figura 2-32 – Compressor variável na posição de máxima refrigeração</a> .....	51
<a href="#">Figura 2-33 – Compressor de palhetas (<i>vane</i>)</a> .....	51
<a href="#">Figura 3-1 – Evaporador de placas com duplo tanque</a> .....	52

<a href="#">Figura 3-2 – Foto do Condensador tipo 4 com sub-resfriamento e eletroventilador</a>	53
<a href="#">Figura 3-3 – Foto do compressor de capacidade fixa</a>	53
<a href="#">Figura 3-4 – Foto da válvula de expansão termostática</a>	54
<a href="#">Figura 3-5 – Conjunto de Tubos e mangueiras</a>	54
<a href="#">Figura 3-6 – Motor elétrico utilizado na bancada</a>	55
<a href="#">Figura 3-7 – Inversor de Freqüência utilizado na bancada</a>	55
<a href="#">Figura 3-8 – Ilustração da montagem do sistema de condicionamento de ar</a>	56
<a href="#">Figura 3-9 – Circuito elétrico do Sistema A/C</a>	57
<a href="#">Figura 3-10 – Ilustração da carcaça do freezer utilizado para a montagem do calorímetro</a>	58
<a href="#">Figura 3-11 – Foto do sistema de aquecimento/ventilação do calorímetro</a>	59
<a href="#">Figura 3-12 – Ilustração da montagem interna do calorímetro</a>	59
<a href="#">Figura 3-13 – Tela retificadora do fluxo de ar interno do calorímetro</a>	60
<a href="#">Figura 3-14 – Montagem da bancada experimental</a>	61
<a href="#">Figura 3-15 – Fixação do evaporador com os tubos atravessando a parede do calorímetro</a>	62
<a href="#">Figura 3-16 – Isolamento do evaporador</a>	62
<a href="#">Figura 3-17 – Fixação da válvula de expansão no evaporador</a>	63
<a href="#">Figura 3-18 – Foto da bancada experimental</a>	63
<a href="#">Figura 3-19 – Esquema da instrumentação da bancada</a>	64
<a href="#">Figura 3-20 – Fixação do termopar no ponto de medição</a>	65
<a href="#">Figura 3-21 – Medição do ar com o termopar</a>	65
<a href="#">Figura 3-22 – Medição de bulbo úmido</a>	66
<a href="#">Figura 3-23 – Foto do transdutor de pressão</a>	66
<a href="#">Figura 3-24 - Conector para sensor de pressão aressão</a>	67
<a href="#">Figura 3-25 – Transdutor de potência</a>	67
<a href="#">Figura 3-26 – Célula de carga</a>	68
<a href="#">Figura 3-27 – Ilustração do suporte para medição de torque do compressor <i>swash plate</i></a>	69
<a href="#">Figura 3-28 – Foto do suporte do compressor</a>	69
<a href="#">Figura 3-29 – Foto do suporte para medição de torque com compressor</a>	69
<a href="#">Figura 3-30 – Esquema para obtenção do torque no compressor</a>	70
<a href="#">Figura 3-31 – Ilustração do sistema de aquisição</a>	71
<a href="#">Figura 3-32 – Câmara frigorífica</a>	72
<a href="#">Figura 3-33 – Disposição da bancada no interior da câmara</a>	72
<a href="#">Figura 3-34 – Balanço de energia calorímetro</a>	73
<a href="#">Figura 4-1 – Adaptação da bancada para definição da carga de gás</a>	78

<a href="#">Figura 4-2 – Gráfico do ensaio com 554 g de gás no sistema.....</a>	79
<a href="#">Figura 4-3 – Temperatura do ar na saída do evaporador X Variação de carga de gás refrigerante (<math>T_{ar,cond}=40^{\circ}C</math>, <math>rot=1019\ rpm</math>, <math>T_{ar,e,evap}=50^{\circ}C</math>).....</a>	80
<a href="#">Figura 4-4 – Grau de Sub-Resfriamento X Carga de Gás Refrigerante (<math>T_{ar,cond}=40^{\circ}C</math>, <math>rot=1019\ rpm</math>, <math>T_{ar,e,evap}=50^{\circ}C</math>).....</a>	81
<a href="#">Figura 4-5 – Pressão de Descarga X Variação de carga de gás refrigerante (<math>T_{ar,cond}=40^{\circ}C</math>, <math>rot=1019\ rpm</math>, <math>T_{ar,e,evap}=50^{\circ}C</math>).....</a>	81
<a href="#">Figura 4-6 – Wcomp X Carga de gás (<math>T_{ar,cond}=40^{\circ}C</math>, <math>rot=1019\ rpm</math>, <math>T_{ar,e,evap}=50^{\circ}C</math>).....</a>	82
<a href="#">Figura 4-7 – Qevap, X Rotação no compressor (<math>T_{ar,cond}=40^{\circ}C</math>, <math>T_{ar,e,evap}=20^{\circ}C</math>).....</a>	84
<a href="#">Figura 4-8 – Wcomp X Rotação no compressor (<math>T_{ar,cond}=40^{\circ}C</math>, <math>T_{ar,e,evap}=20^{\circ}C</math>).....</a>	85
<a href="#">Figura 4-9 – Pressões do sistema X rotação no compressor (<math>T_{ar,cond}=40^{\circ}C</math>, <math>T_{ar,e,evap}=20^{\circ}C</math>).....</a>	86
<a href="#">Figura 4-10 – Temperatura no compressor X Rotação no compressor.....</a>	87
<a href="#">Figura 4-11 – Temperatura no condensador X Rotação no compressor.....</a>	87
<a href="#">Figura 4-12 – Temperatura no condensador X Rotação no compressor.....</a>	88
<a href="#">Figura 4-13 – Qevap, Wcomp X Temperatura no ambiente do condensador (<math>T_{ar,e,evap}=20^{\circ}C</math>, <math>2021\ rpm</math>).....</a>	90
<a href="#">Figura 4-14 – COP X Temperatura no ambiente do condensador (<math>T_{ar,e,evap}=20^{\circ}C</math>, <math>2021\ rpm</math>).....</a>	90
<a href="#">Figura 4-15 – Pressões do sistema X Temperatura no ambiente do condensador (<math>T_{ar,e,evap}=20^{\circ}C</math>, <math>2021\ rpm</math>).....</a>	91
<a href="#">Figura 4-16 – Temperatura no Compressor X Temperatura no ambiente do condensador (<math>T_{ar,e,evap}=20^{\circ}C</math>, <math>2021\ rpm</math>).....</a>	92
<a href="#">Figura 4-17 – Temperatura no Compressor X Temperatura no ambiente do condensador (<math>T_{ar,e,evap}=20^{\circ}C</math>, <math>2021\ rpm</math>).....</a>	92
<a href="#">Figura 4-18 – Grau de Super aquecimento X Temperatura no ambiente do condensador (<math>T_{ar,e,evap}=20^{\circ}C</math>, <math>2021\ rpm</math>).....</a>	93
<a href="#">Figura 4-19 – Qevap, Wcomp X Temperatura na entrada do Evaporador (<math>T_{amb,cond}=35^{\circ}C</math>, <math>2021\ rpm</math>).....</a>	95
<a href="#">Figura 4-20 – COP X Temperatura na entrada do Evaporador (<math>T_{amb,cond}=35^{\circ}C</math>, <math>2021\ rpm</math>).....</a>	95
<a href="#">Figura 4-21 – Pressões do sistema X Temperatura na entrada do Evaporador (<math>T_{amb,cond}=35^{\circ}C</math>, <math>2021\ rpm</math>).....</a>	96
<a href="#">Figura 4-22 – Temperatura no Compressor X Temperatura na entrada do Evaporador (<math>T_{amb,cond}=35^{\circ}C</math>, <math>2021\ rpm</math>).....</a>	96

<u>Figura 4-23 – Temperatura no Condensador X Temperatura na entrada do Evaporador</u> <u>(<math>T_{amb,cond}=35\text{ }^{\circ}\text{C}</math>, 2021 rpm )</u> .....	97
<u>Figura 4-24 – Grau de Super aquecimento X Temperatura na entrada do Evaporador</u> <u>(<math>T_{amb,cond}=35\text{ }^{\circ}\text{C}</math>, 2021 rpm )</u> .....	97

**Lista de Tabelas**

<u>Tabela 1-1 – Comparação entre gases refrigerantes</u> .....	20
<u>Tabela 4-1 – Comparação dos ensaios para definição da carga de gás</u> .....	79
<u>Tabela 4-2 – Resultados do ensaio de análise de rotação (parte1)</u> .....	83
<u>Tabela 4-3 – Resultados do ensaio de análise de rotação (parte 2)</u> .....	84
<u>Tabela 4-4 – Resultados do ensaio de análise da Temperatura no Ambiente do Condensador (parte 1)</u> .....	89
<u>Tabela 4-5 – Resultados do ensaio de análise da Temperatura no Ambiente do Condensador (parte 2)</u> .....	89
<u>Tabela 4-6 – Resultados do ensaio de análise da Temperatura do Ar na entrada do Evaporador (parte 1)</u> .....	94
<u>Tabela 4-7 – Resultados do ensaio de análise da Temperatura do Ar na entrada do Evaporador (parte 2)</u> .....	94

### Lista de Símbolos

$T_{suc}$	Temperatura do gás na sucção do compressor [°C]
$T_{des}$	Temperatura do gás na descarga do compressor [°C]
$T_{e,cond}$	Temperatura do gás de entrada no condensador [°C]
$T_{s,cond}$	Temperatura do gás na saída do condensador [°C]
$T_{amb,cond}$	Temperatura do gás na saída do condensador [°C]
$T_{e,evap}$	Temperatura do gás na entrada no evaporador [°C]
$T_{s,evap}$	Temperatura do gás na saída do evaporador [°C]
$T_{ar,e,evap}$	Temperatura do ar na saída do evaporador [°C]
$T_{ar,s,evap}$	Temperatura do ar na saída do evaporador [°C]
$T_{parede,int}$	Temperatura da parede interna do calorímetro [°C]
$T_{parede,ext}$	Temperatura da parede externa do calorímetro [°C]
$U$	Coefficiente global de transferência de calor
$A$	Área [m <sup>2</sup> ]
$\Delta T_{ext,int}$	Variação da temperatura interna e externa da parede do calorímetro [°C]
<b>Erro! Vínculo não válido.</b>	Pressão [bar]
$p_{des}$	Pressão na descarga do compressor [bar]
$p_{suc}$	Pressão na sucção do compressor [bar]
$p_{liq}$	Pressão na tubulação de líquido (saída do condensador) [bar]
$h$	Entalpia
$x$	Título
$\tau$	Torque [Nm]
$F$	Força [N]
$L$	Comprimento [m]
$Q_{evap}$	Calor trocado no evaporador [W]
$Q_{aquecedor}$	Transferência de calor na resistência elétrica [W]

$Q_{\text{ventilador}}$	Transferência de calor no ventilador [W]
$Q_{\text{parede}}$	Transferência de calor pela parede do calorímetro [W]
$Q_{\text{ventilador}}$	Transferência de calor no ventilador [W]
$W_{\text{comp}}$	Trabalho consumido pelo compressor [W]
$n$	Rotação do compressor [rpm]

### Nomenclatura

A/C	Condicionador de Ar
R134a	Gás Refrigerante 134 <sup>a</sup>
VET	Válvula de Expansão Termostática

## Resumo

Motivado pelo desenvolvimento tecnológico envolvido em um sistema de climatização veicular o presente trabalho apresenta uma análise experimental deste equipamento. Esta avaliação é realizada com a montagem de uma bancada que possibilita a medição dos principais parâmetros de um sistema de condicionamento de ar automotivo. Para simular os efeitos a que um automóvel está submetido foi utilizada uma câmara climatizada que permite controlar a temperatura do ambiente em que se encontra o condensador. O efeito da carga térmica foi reproduzido através do desenvolvimento de um dispositivo que controla a temperatura do ar de entrada do evaporador e ao mesmo tempo permite a medição do efeito de refrigeração do sistema. O motor do veículo foi substituído por um motor elétrico ligado a um inversor de frequência, possibilitando ajustar a velocidade de rotação do compressor. Os instrumentos utilizados foram os seguintes: termopares para medição da temperatura do ar e do fluido refrigerante; transdutores de pressão conectados à tubulação de gás refrigerante e uma célula de carga, que mede a força exercida pelo compressor através de um suporte.

Após a construção da bancada a quantidade ideal de fluido refrigerante para o sistema foi determinada experimentalmente. Com base nesta informação foram realizados ensaios para a avaliação da influência da variação de temperatura do ambiente do condensador e da temperatura do ar de entrada do evaporador. O sistema também foi avaliado sob diferentes velocidades de rotação do compressor.

### **Abstract**

The high technology involved in an automotive air conditioning system motivated this work that presents an experimental analysis for this equipment. This evaluation was made by a bench that allows the measurement of the main parameters of the air conditioning system. An acclimatized chamber was used to simulate the weather effects controlling the condenser environment temperature. For the thermal load a system was developed to control the evaporator air inlet temperature and this device also allow the cooling capacity measurement. The engine was substituted by an electric motor connected to a frequency converter that makes possible the compressor speed variation. The measurements instruments used in the bench was the thermocouples to measure the air and the refrigerant temperatures, pressure transducer joined to the tubes and another sensor that measure the force generated by the compressor momentum.

After the assembly the refrigerant inventory was experimentally evaluated. Based on this result the condenser environment temperature and the evaporator air inlet temperature were analyzed. Another evaluation considered different compressor speed.

## CAPÍTULO 1

### 1 Introdução

O mercado automobilístico brasileiro há algum tempo vem atraindo a atenção de várias montadoras estrangeiras, isso se deve ao fato do cenário econômico se mostrar com um grande potencial de crescimento. Isto gerou maior competitividade no segmento, proporcionando um desenvolvimento de algumas tecnologias antes consideradas como luxo desnecessário, tais como visual externo (“desing”) do veículo, conforto interno e pequenos acessórios.

O conforto interno do veículo é proporcionado pela direção hidráulica, ergonomia, qualidade do material de acabamento e também pelo sistema de climatização. Este último sistema, além de promover conforto térmico aos ocupantes do veículo, garante uma boa visibilidade ao motorista, o que oferece maior segurança.

Uma recente pesquisa do Departamento de Engenharia de Tráfego de São Paulo mostra que condicionadores de ar automotivo não é mais artigo de luxo, pois indica que a demanda de veículos populares equipados com sistemas de climatização é cada vez maior, resultado da mudança do ponto de vista do consumidor e da redução de custo deste equipamento.

Este progressivo acréscimo de demanda motivou a instalação de fábricas de condicionadores de ar automotivo, proporcionando maior contato desta tecnologia com os profissionais das áreas tecnológicas. Isto promove um aprimoramento do conhecimento de engenharia mecânica, especificamente na área de ciências térmicas. Como exemplo é relevante citar que recentemente um automóvel foi projetado em sua totalidade em território brasileiro, onde naturalmente inclui-se o sistema de condicionamento de ar.

Os conhecimentos teóricos sobre ciências térmicas e mais especificamente sobre refrigeração são fundamentais para que um engenheiro possa atuar neste setor industrial. Pois apesar da utilização de programas computacionais é sempre necessária a avaliação crítica de resultados de simulação ou de experimentos.

A busca por carros mais econômicos e compactos requer que os componentes do sistema de climatização automotivo sejam mais leves e menores, além de manter ou até melhorar a eficiência de refrigeração, mesmo sobre as tendências de design que reduzem a entrada de ar frontal do veículo dificultando a troca térmica no condensador.

A concepção de um condicionador de ar automotivo para um determinado automóvel inicia-se com cálculos que determinam a capacidade de cada componente do sistema, levando em consideração os requisitos de climatização e a carga térmica. Após esta fase, são realizados testes experimentais em bancada que avaliam a eficiência

térmica e a influência da vibração. No final do desenvolvimento, o próprio veículo é submetido a testes em laboratório, onde são reproduzidos os efeitos de carga térmica.

Para atender às tendências de mercado os fabricantes de automóveis buscam cada vez mais otimizar a implementação de novos projetos, pois a competitividade pode ser prejudicada com o aumento do custo e do tempo de desenvolvimento.

No caso dos condicionadores de ar automotivo, os testes realizados com o veículo completamente montado servem para confirmar os requisitos de projeto e realizar pequenos ajustes, qualquer irregularidade nesta fase de um projeto pode despender um alto investimento, além de atrasar sua entrega.

O desenvolvimento de bancadas capazes de fornecer medições precisas sobre os principais parâmetros envolvidos no processo de climatização possibilitam ajustes no dimensionamento dos componentes evitando problemas na fase final do projeto. A avaliação do sistema com testes em bancada possui menor custo e maior praticidade.

Com o intuito de possibilitar maior entendimento do sistema de climatização automotivo e proporcionar ao meio acadêmico maior proximidade a esta tecnologia foi desenvolvida uma bancada experimental capaz de medir seus principais parâmetros.

Analisando primeiramente os fatores climáticos observa-se que a radiação solar é o principal fator que afeta a carga térmica, penetrando através da grande área de vidro do automóvel. Também há transferência de calor através de condução pela carroceria, devido à ventilação e pelo calor gerado pelos ocupantes e equipamentos do veículo.

Algumas particularidades do sistema de climatização automotivo aumentam sua complexidade, dificultando a análise de seus parâmetros. O fato de o compressor receber energia diretamente do motor do automóvel lhe confere grande variação de rotação, especialmente na cidade, onde o condutor constantemente acelera e freia seu veículo.

Outras características que influenciam diretamente no funcionamento do sistema de refrigeração são a velocidade do fluxo de ar através do condensador devido à movimentação do veículo e a do fluxo de ar através do evaporador que varia de acordo com a necessidade de refrigeração na cabine.

A bancada utilizou os componentes do sistema de refrigeração doados pela Denso do Brasil correspondente ao automóvel Corolla da marca japonesa Toyota. Para avaliar os parâmetros do sistema foram utilizados sensores de temperaturas e transdutores de pressão. O evaporador foi colocado em um sistema fechado capaz de medir o efeito de refrigeração e simular os efeitos de carga térmica.

O compressor foi ligado por uma polia a um motor elétrico, onde um inversor de frequência possibilita o ajuste de rotação do motor. Também para o compressor foi

projetado e fabricado um sistema de medição de torque, que mede diretamente o trabalho gasto pelo compressor.

Após realizar a montagem dos componentes de refrigeração e os devidos equipamentos de medição fez-se a avaliação da quantidade de fluido refrigerante adequada para o sistema operar de modo otimizado. O resultado obtido neste ensaio corresponde a carga de gás utilizada para os outros experimentos.

Utilizando o inversor de frequência foram realizados ensaios variando a velocidade de rotação do compressor para avaliar seu efeito no sistema.

Para avaliar a influência dos efeitos climáticos primeiramente foi utilizada uma câmara climatizada, que submeteu o condensador a diferentes temperaturas de operação. O experimento seguinte avaliou a influência da temperatura do ar de entrada do evaporador, que corresponde à carga térmica do sistema.

### **1.1 Breve Histórico da Refrigeração segundo Yamane e Saito (1986)**

As primeiras experiências de refrigeração com éter foram realizadas pelo francês Cagniard de la Tour no ano de 1822. Na Inglaterra, Humphrey Davy e seu assistente M. Faraday foram os pioneiros em conseguir a liquefação do gás de amônia em 1823, novamente na França, N. L. S. Carnot desenvolveu os princípios básicos do ciclo de refrigeração publicando em 1824 sua teoria.

O primeiro equipamento de condicionamento de ar foi criado e patenteado pelo americano Jopseph MacCreaty em 1897, este sistema foi denominado de Lavador de Ar (sistema por borrifador de água). Nove anos mais tarde, também nos EUA, Willis Haviland Carrier pode ser considerado o primeiro a conseguir controlar a temperatura e a umidade ao instalar em uma oficina gráfica um equipamento de condicionamento de ar, apresentando em 1911 sua Teoria Termodinâmica à American Society of Mechanical Engineers (ASME).

### **1.2 Histórico do Sistema de Condicionamento de Ar Automotivo segundo Watanabe (2002)**

No século XIX foi inventado o automóvel e assim como pode ser observado no precursor Ford T, havia apenas uma cobertura para proteger os ocupantes dos efeitos climáticos. Mais tarde desenvolveram janelas para uma melhor proteção contra chuva, vento e poeira, chegando-se à cabine completamente fechada.

No início do aprimoramento do conforto interno do veículo foram desenvolvidos sistemas de aquecimento para amenizar os efeitos do frio. Começando por reaproveitar o calor dos gases liberados pela combustão do motor passando a tubulação no interior do veículo, mas, além de primitivo este método era altamente perigoso.

Em 1948 na Europa foi criado um sistema de aquecimento sob piso do automóvel utilizando a água de refrigeração do motor. Mais tarde um radiador foi instalado no interior da cabine fornecendo ar quente para os ocupantes e resfriando o motor, se caracterizando como o precursor do sistema de aquecimento atual.

Até meados do século XIX o único método conhecido de refrigeração era utilizando o gelo vindo da natureza, até que um refrigerador a base de amônia foi desenvolvido e comercializado pela primeira vez. Mais tarde, com a descoberta de DuPont, houve a substituição do gás pelo CFC (clorofluorcarboneto) que oferece maior segurança aos passageiros, em função da toxicidade da amônia.

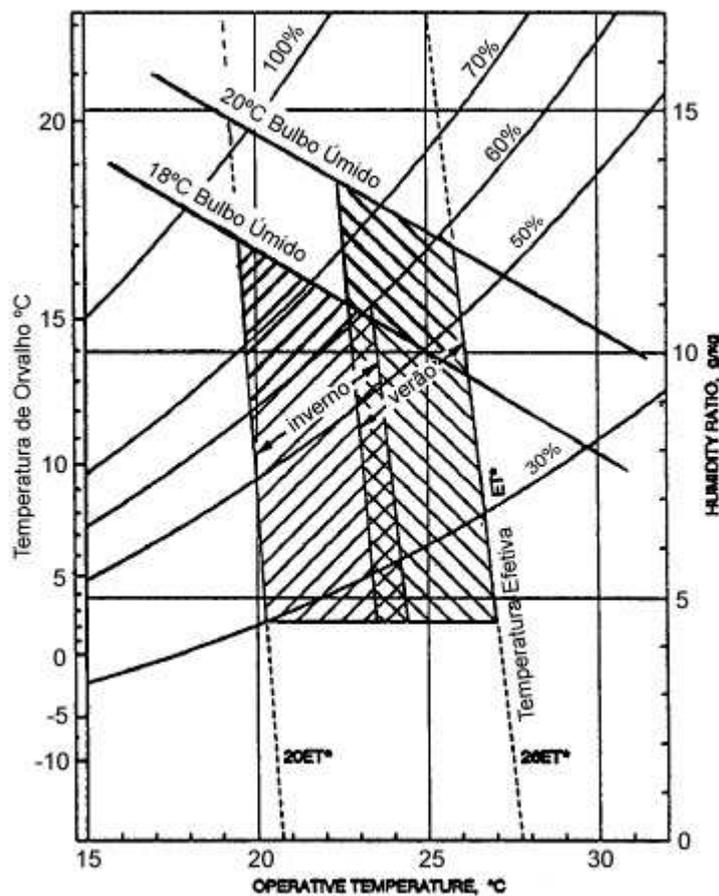
Em 1953, nos Estados Unidos, iniciou-se a venda em larga escala de refrigeradores para automóveis, um ano mais tarde houve a união do sistema de refrigeração com o de aquecimento, consagrando o Sistema de Condicionamento de Ar (em inglês: *Air Conditioning System*), que apresenta como características o ajuste de temperatura e o controle de umidade do ar. A configuração atual utilizada nos automóveis foi concebida no ano de 1967, possibilitando o fornecimento de ar quente para todas as direções: pés, face e pára-brisa, o que antes era disponível apenas para os pés.

Todas as variáveis do sistema: umidade, temperatura e vazão de ar eram controladas manualmente pelo motorista, até que em 1964 a General Motors desenvolveu o Condicionador de Ar Automotivo Automático.

Nesta época, somente os carros de custo elevado possuíam condicionador de ar automotivo, mas o desenvolvimento tecnológico permitiu que nos dias de hoje até mesmo os carros de menor porte e pouca potência ofereçam o conforto e segurança de um ambiente climatizado.

### **1.3 Características do Sistema de Condicionamento de Ar Automotivo**

O corpo humano é dotado de alta capacidade de adaptação, regulando sua temperatura interna de acordo com as variações do ambiente. A Figura 1-1 destaca as condições que determinam a zona de conforto térmico, quando as variáveis temperatura e umidade extrapolam esse limite o ser humano sente-se incomodado prejudicando seu rendimento para a realização de determinadas tarefas.

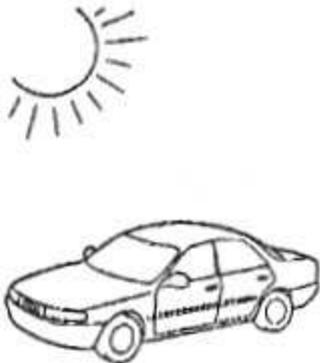


**Figura 1-1 – Diagrama psicrométrico com zona de conforto térmico demarcada**

O principal fator que afeta o conforto em um veículo é a radiação solar, que transfere calor através da grande área de vidro e por condução através da carroceria, podendo atingir uma temperatura entre 60 e 70°C quando estacionado em local desprotegido.

A carga térmica total a qual um automóvel está submetido não se deve somente aos efeitos solares, mas também ao calor transferido pelos ocupantes, pelo motor, pelo equipamento de áudio, entre outros.

A Figura 1-2 faz uma comparação entre uma residência e um automóvel parado, e devido à proteção do telhado e paredes da casa a necessidade de refrigeração necessária é bem menor.

	Condicionador de Ar Residencial	Condicionador de Ar Automotivo
Estrutura	 30 m <sup>3</sup>	 3 m <sup>3</sup>
Capacidade	2400 W de Refrigeração	5000 W de Refrigeração
	1800 W de Aquecimento	4000 W de Aquecimento

**Figura 1-2 – Comparação de um condicionador de ar automotivo e com um residencial**

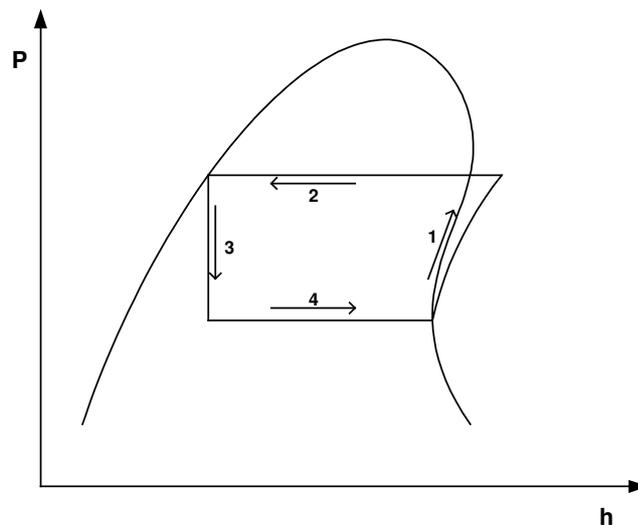
Em regiões onde há um inverno rigoroso, o desconforto na cabine do veículo pode ocorrer devido à queda da temperatura, além disso, os automóveis podem ter seus pára-brisas cobertos de gelo em épocas de geada. O sistema de aquecimento do veículo deve possuir capacidade suficiente para controlar da temperatura e derreter o gelo rapidamente.

#### 1.4 Princípios de refrigeração

A Figura 1-3 representa um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor, onde o gás refrigerante atinge alta pressão e alta temperatura após ser comprimido pelo compressor (1), em seguida ocorre a condensação do gás através da transferência de calor latente para o meio ambiente (2). Após este estágio o gás passa pela válvula de expansão e reduz sua pressão num processo de expansão adiabática irreversível (3), onde há um aumento na entropia específica. Finalmente, o gás (mistura de duas fases:

líquido-vapor), entra no evaporador onde por transferência de calor latente retira calor do meio causando a evaporação completa do refrigerante (4).

A Figura 1-3 mostra um ciclo ideal, pois no condensador e evaporador são desprezadas as irreversibilidades, a queda de pressão por atrito nas tubulações e a pressão ao longo dos trocadores de calor são consideradas constantes. No compressor também se supõe que não há irreversibilidade e que não ocorre transferência de calor para o ambiente.



**Figura 1-3 – Ciclo de refrigeração ideal**

Analisando o gráfico ideal  $p$  (pressão) x  $h$  (entalpia), na Figura 1-3, observa-se os seguintes processos:

1 – Compressão isentrópica. O vapor que sai do evaporador sofre o processo de compressão ocasionando o aumento de pressão e temperatura

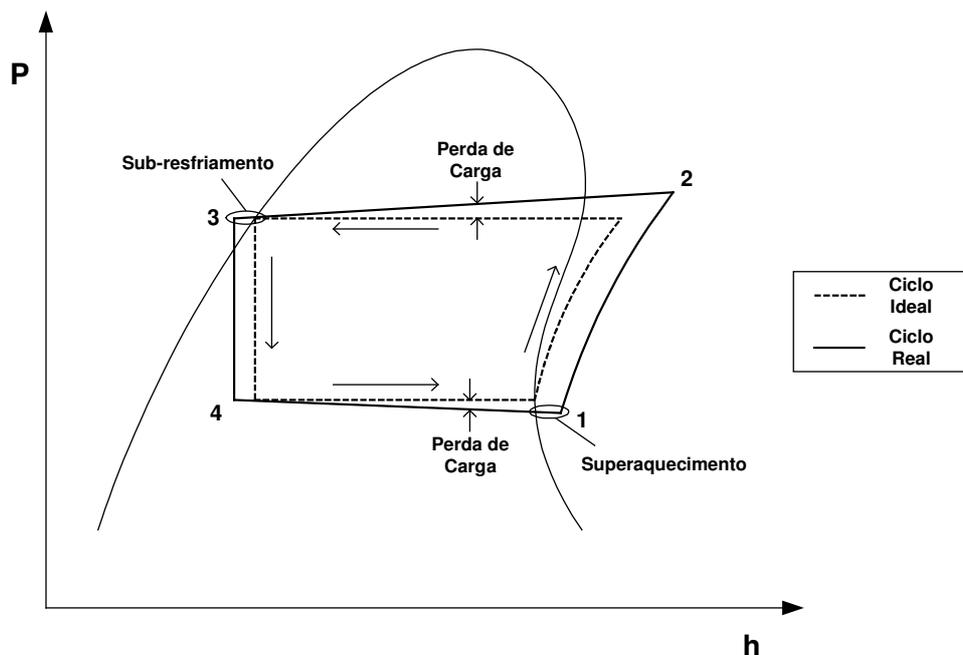
2 – Condensação do gás. Primeiramente o gás superaquecido se torna vapor saturado, até atingir a sua condensação na saída do condensador.

3 – Expansão adiabática. Processo de estrangulamento que ocorre na válvula de expansão, causando uma rápida queda de pressão e temperatura. O gás atinge a fase líquido-vapor com título entre  $x = 0,3$  e  $x = 0,4$ .

4 – Evaporação. O fluido refrigerante, que entra no evaporador a baixa pressão e temperatura, muda para a fase vapor-saturado após absorver o calor do ar a ser refrigerado.

Na Figura 1-4 observa-se o efeito de alguns fenômenos que ocorrem na prática em um sistema de refrigeração. Nos trocadores de calor a pressão tem uma pequena redução devido à perda de carga em seus canais. Na saída do condensador ocorre o sub-resfriamento, o que garante que entre somente líquido na válvula de expansão. Já na saída do evaporador ocorre o superaquecimento, que evita que gotículas de líquido adentrem o compressor.

Devido à perda de carga existente no ciclo real o trabalho de compressão se torna maior em relação ao ideal. Outra diferença é que no ciclo real a compressão não é isoentrópica, por causa do atrito e outras perdas.



**Figura 1-4 – Ciclo Real de um sistema de refrigeração**

## 1.5 Gases Refrigerantes

Um gás refrigerante é uma substância que tem a temperatura de ebulição bastante baixa, pois quanto menor o ponto de ebulição, menor a pressão e menor o compressor se torna.

Desde 1940 até 1990, os gases refrigerantes mais utilizados eram os da classe dos CFCs (clorofluorcarbonos) contendo cloro. A preocupação com a camada de ozônio da atmosfera provocou a substituição desses gases por outros de outra classe, que contém hidrogênio ao invés de átomo de cloro. Utilizado em diversas aplicações, o Refrigerante 12, que contém alto teor de cloro, foi substituído pelo Refrigerante 134a ( $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$ ) da classe HFC, considerado ambientalmente aceitável. Uma comparação entre gases refrigerantes é feita na tabela 2.1.

**Tabela 1-1 – Comparação entre gases refrigerantes**

<b>Gás Refrigerante</b>	<b>Fórmula Química</b>	<b>Temperatura de Ebulição [°C]</b>	<b>Pressão (0 °C) Mpa</b>	<b>Calor latente de Evaporação (0 °C) kJ/kg</b>	<b>Observações</b>
<b>HCFC-22</b>	$\text{CHClF}_2$	-40,75	0,50	205,3	Deteriora a borracha
<b>CFC-12</b>	$\text{CCL}_2\text{F}_2$	-29,65	0,31	151,4	Destrói a camada de Ozônio
<b>HFC-134 a</b>	$\text{CH}_2\text{FCF}_3$	-26,07	0,29	198,7	-
<b>Água (Referência)</b>	$\text{H}_2\text{O}$	100,0	0,0006	2.502,8	-

Há ainda uma forte tendência de se utilizar o dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) como gás refrigerante, pois sua contribuição para o aquecimento global é 1300 vezes menor que o R134a.

## **1.6 Pesquisas Realizadas**

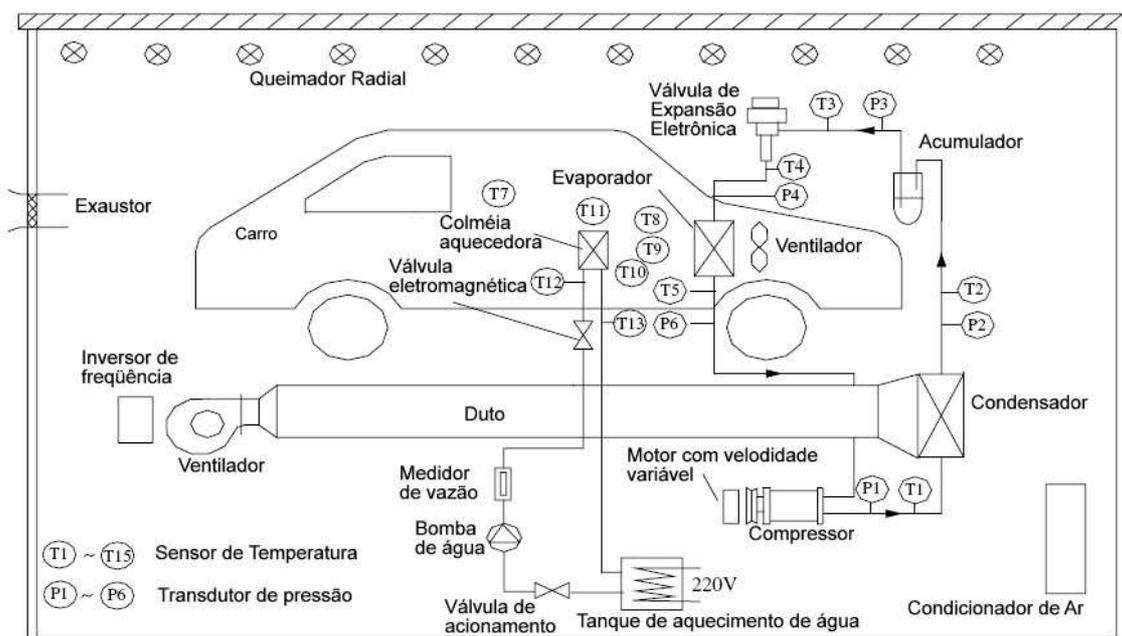
### **1.6.1 Xuquan et al. (2003)**

Os autores propõem a montagem de uma bancada experimental de um sistema de condicionamento de ar automotivo, conforme Figura 1-5, para avaliar um método de controle de vazão de gás refrigerante utilizando uma válvula de expansão eletrônica (EEV – “*Electronic Expansion Valve*”) Este tipo de válvula utiliza um motor de passo para sua regulação, podendo assim responder rapidamente às variações de vazão dividido à

mudança de rotação do motor e ao controle do termostato que liga e desliga o compressor.

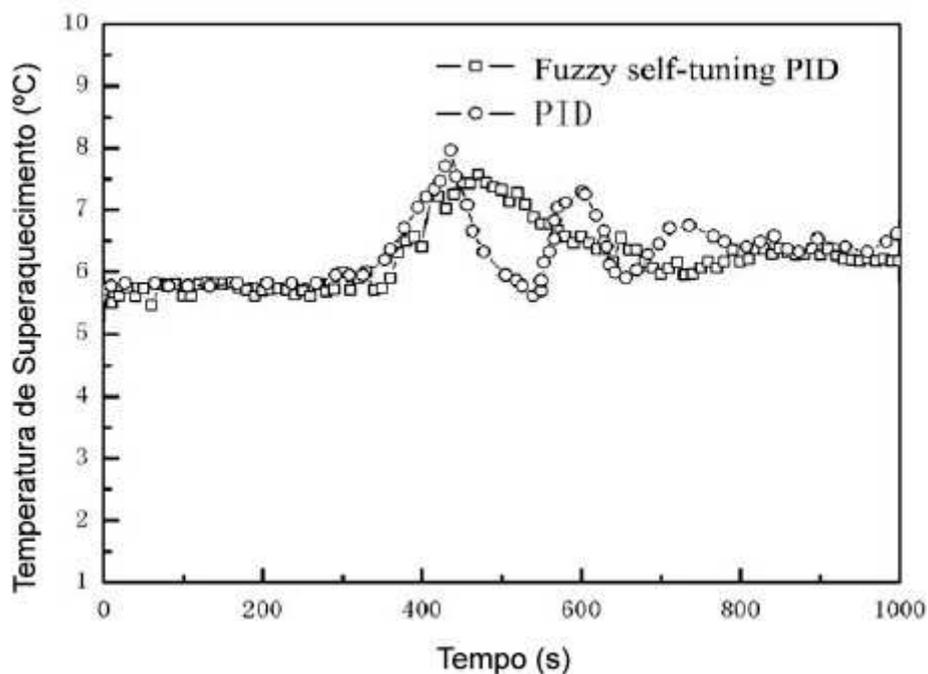
Após analisar o comportamento da *EEV*, Xuquan et al. (2003) utiliza um micro-controlador que regula a abertura da válvula.

Um controlador PID nebuloso auto-ajustável (“*Fuzzy Self-tuning PID - FSTPID*”) foi implementado e comparado com um PID convencional.



**Figura 1-5 – Esquema experimental proposto por Xuquan et al. (2003)**

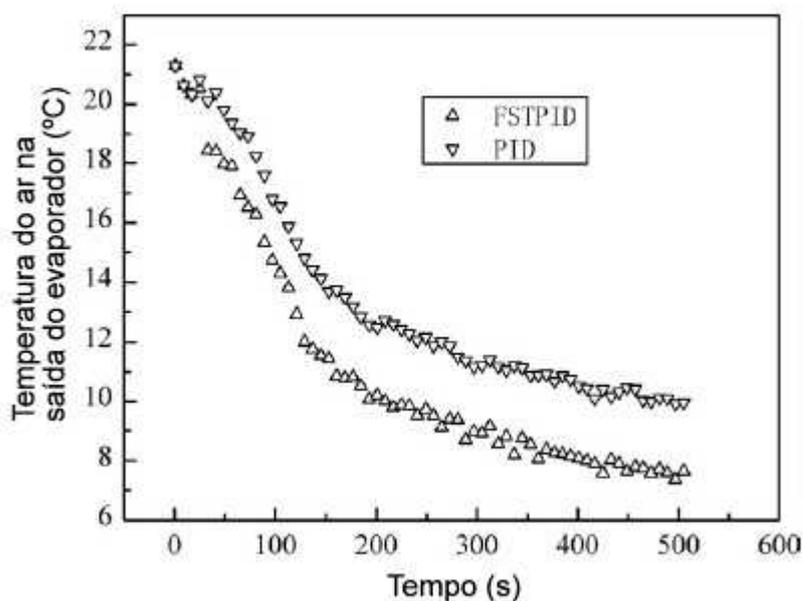
A Figura 1-6 mostra que quando submetido a um degrau na velocidade de rotação de 3000 rpm o controle FSTPID apresenta melhor desempenho que o PID, pois apresenta uma resposta mais rápida de atuação e menor oscilação.



**Figura 1-6 – Variação da temperatura de superaquecimento durante um degrau na velocidade de rotação de 3000 rpm**

A Figura 1-7 mostra que a temperatura do ar na saída do evaporador quando utilizado o controle FSTPID teve uma queda de 3°C quando comparado ao PID convencional. Isso mostra que a área de transferência de calor do evaporador foi efetivamente utilizada.

A diferença de temperatura nas paredes do evaporador é praticamente uniforme com a utilização do FSTPID, indicando que o controle utilizado na EEV possibilita o fornecimento adequado ao evaporador.



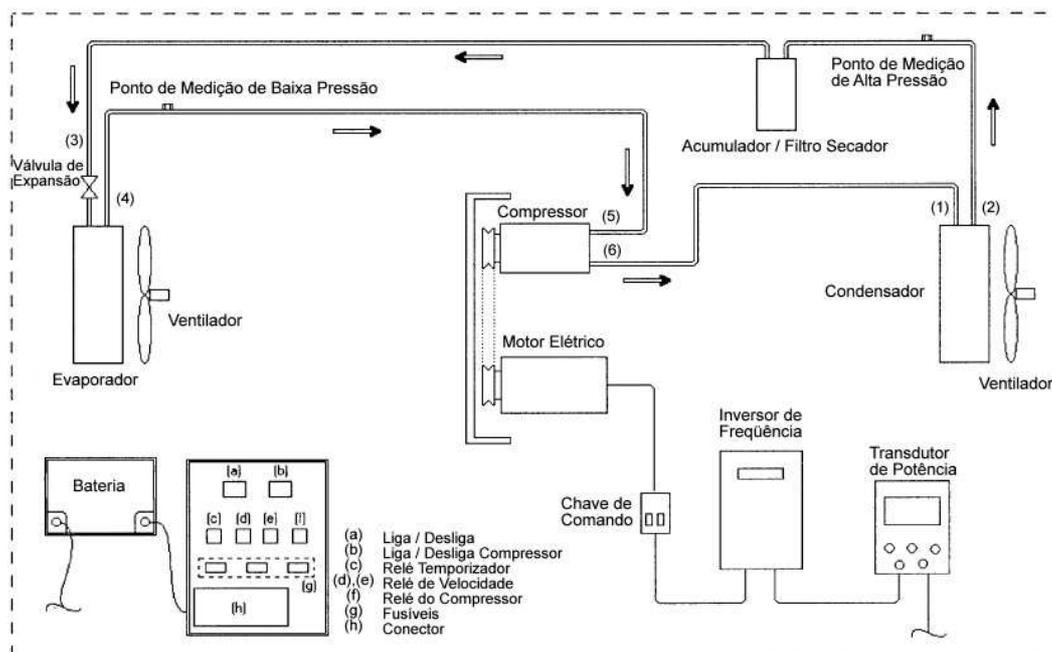
**Figura 1-7 - Comparação da temperatura do ar na saída do evaporador - Xuquan et al. (2003).**

Segundo Xuquan et al. (2003), é possível utilizar uma válvula de expansão eletrônica associada a um controle com tecnologia Fuzzy em um sistema de condicionamento de ar automotivo tendo maior estabilidade perante variações abruptas e com ganho em seu desempenho.

### **1.6.2 Kaynakli et al. (2003)**

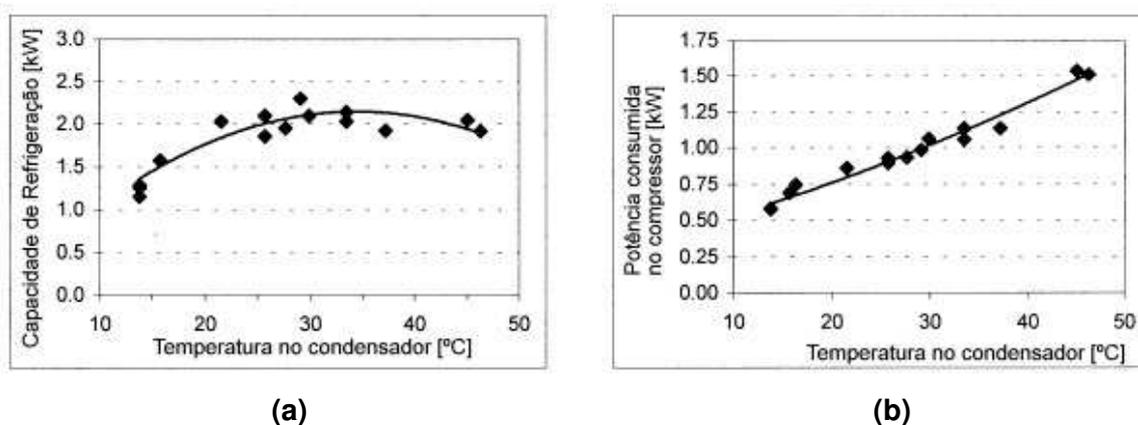
Uma bancada experimental (Figura 1-8) foi montada para a avaliação de um condicionador de ar automotivo com compressor de capacidade fixa, variando-se a temperatura do ambiente, do evaporador e do condensador, e também a velocidade do compressor.

Os principais equipamentos utilizados foram: um motor elétrico, um inversor de frequência para controlar a rotação do motor, sensores de pressão para o condensador e evaporador, 11 pontos de medição de temperatura com termopares e para calcular o consumo de energia do compressor foi medido o torque em seu eixo.

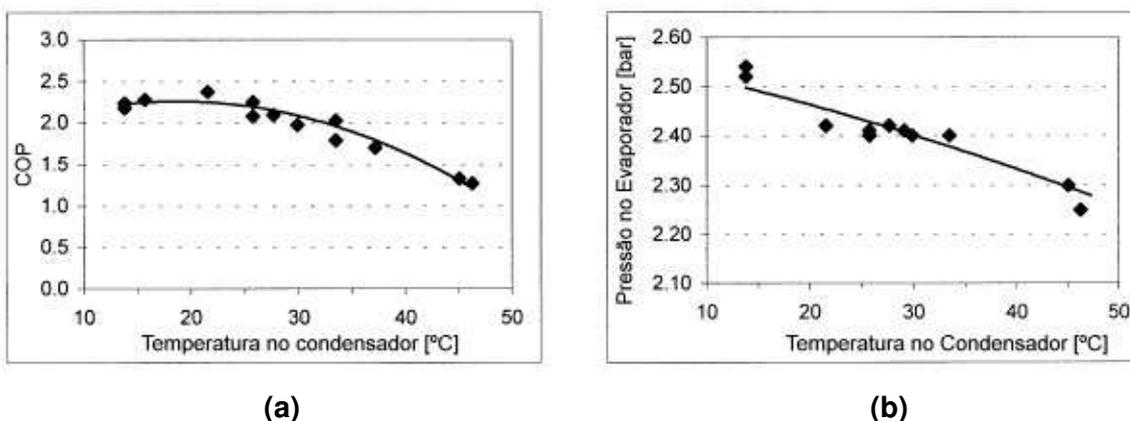


**Figura 1-8 – Experimento proposto por Kaynakli e Horuz – Análise experimental de um sistema A/C**

Para a análise da temperatura no condensador o evaporador foi mantido a uma temperatura de 16 °C e a velocidade do compressor a uma velocidade de 2500 rpm. A Figura 1-9 e a Figura 1-10 mostram os resultados obtidos. Analisando-as é possível perceber que a capacidade de refrigeração aumenta até um determinado instante e depois começa a cair. Já a análise do compressor indica que com o aumento da temperatura o consumo de potência aumenta, que é devido à elevação da pressão, e o coeficiente de performance diminui.



**Figura 1-9 – Temperatura no condensador (a) Capacidade de refrigeração (b) Potência consumida no compressor - Kaynakli e Horuz**

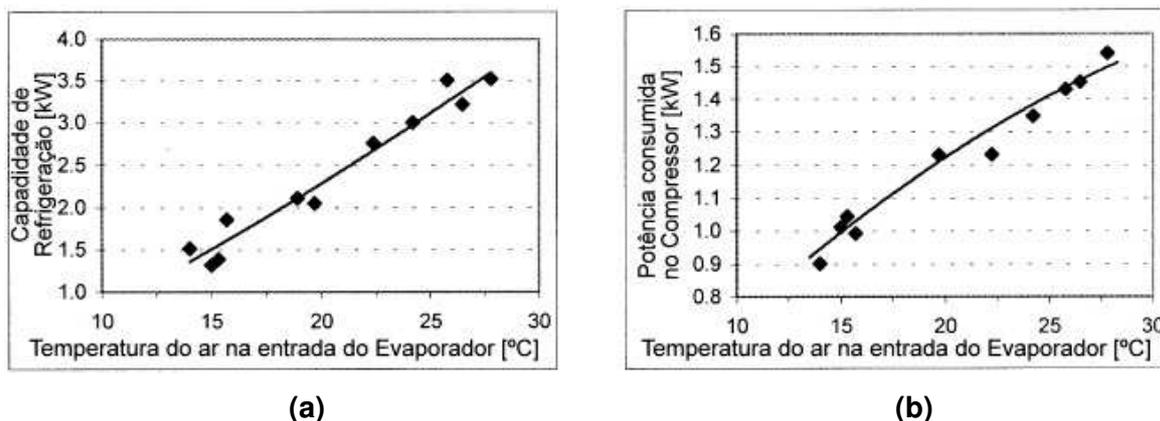


**Figura 1-10 – Temperatura no condensador (a) COP (b) Pressão no Evaporador - Kaynakli e Horuz**

A análise da influência da variação da temperatura no evaporador foram realizados ensaios com o condensador em um ambiente a 16°C e o compressor a uma velocidade de 3000 rpm.

Devido ao aumento da diferença de temperatura entre o evaporado e o ar de entrada tem-se o aumento da capacidade de refrigeração, conforme mostra Figura 1-11(a). Além disso a pressão do sistema também se eleva.

A Figura 1-11(b) mostra a elevação da potência consumida no compressor. E a Figura 1-12 mostra que o COP eleva-se, pois a capacidade de refrigeração tem um aumento maior que a potência consumida pelo compressor.

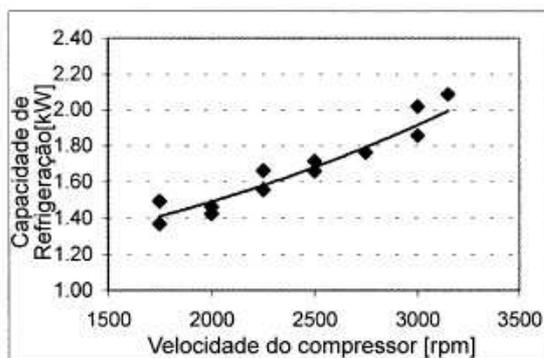


**Figura 1-11 – Temperatura do ar na entrada do evaporador (a) Capacidade de refrigeração (b) Potência consumida no compressor - Kaynakli e Horuz**

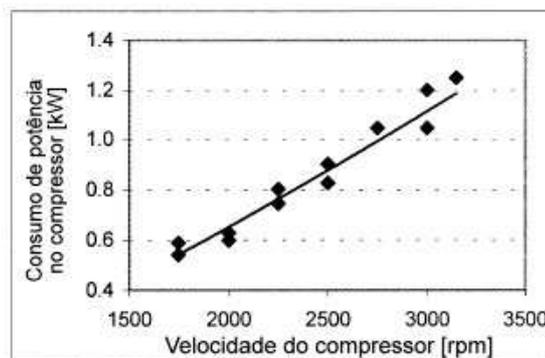


**Figura 1-12 – COP pela temperatura do ar na entrada do evaporador - Kaynakli e Horuz**

Para avaliar o efeito da rotação do compressor a temperatura ambiente foi mantida em 15 °C e o compressor foi submetido à uma variação de velocidade entre 1750-3150rpm. A Figura 1-13 e a Figura 1-14 mostram os resultados deste experimento. Onde observa-se que a capacidade de refrigeração e a potência consumida no compressor aumentam, entretanto o COP reduz, pois o aumento do efeito de refrigeração não é maior que o do consumo do compressor.

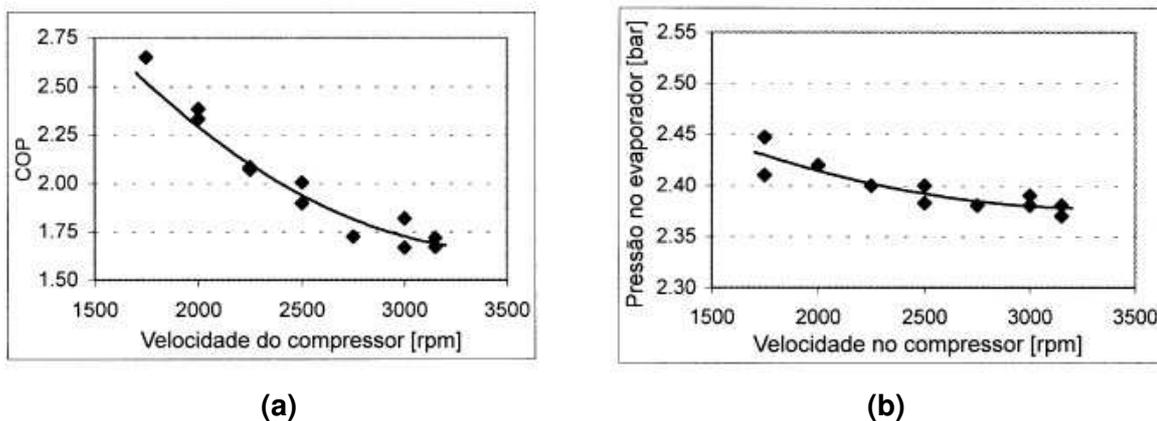


(a)



(b)

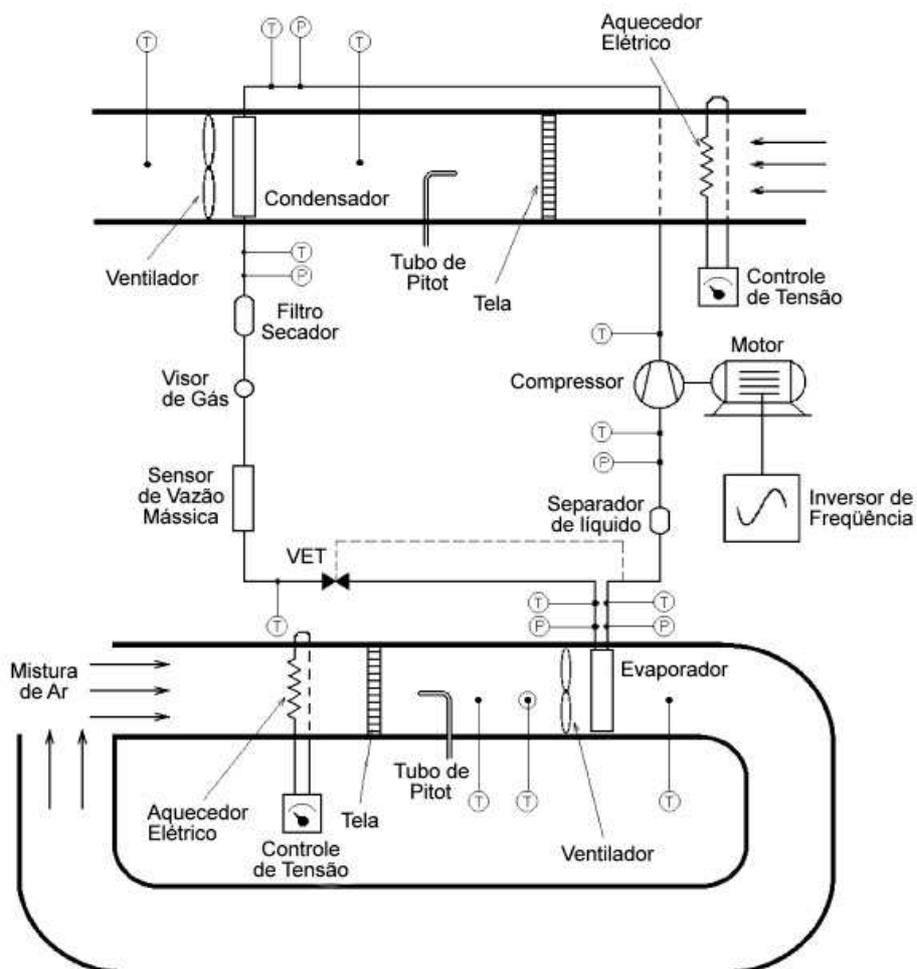
**Figura 1-13 – Velocidade do compressor: (a) Capacidade de Refrigeração (b) Consumo de potência no compressor - Kaynakli e Horuz**



**Figura 1-14 – Velocidade do compressor (a) COP (b) Pressão no evaporador - Kaynakli e Horuz**

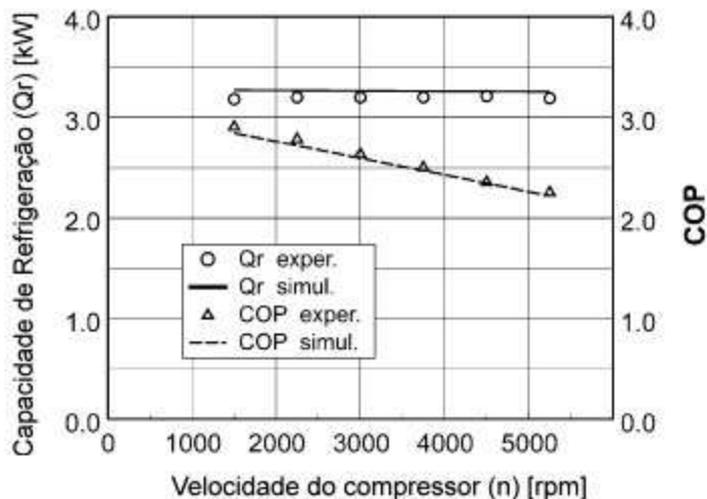
### 1.6.3 Jabardo et al. (2001)

Jabardo et al. pesquisaram sobre um sistema de condicionamento de ar automotivo e desenvolveram um modelo para simulação computacional e uma bancada experimental para comparar os dados. A Figura 1-15 descreve a montagem dos equipamentos e os pontos de medição. O compressor utilizado foi do tipo variável, que possui um atuador mecânico que aumenta a taxa de compressão quando necessário.



**Figura 1-15** – Experimento proposto por Jabardo et al.

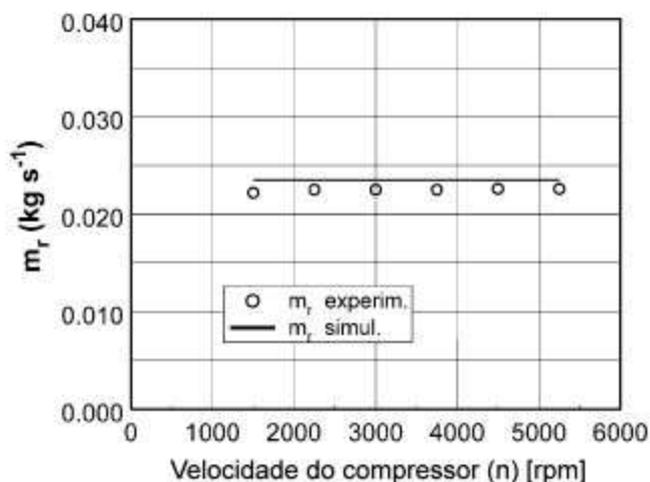
Baseado nos resultados obtidos, a Figura 1-16 mostra que o efeito de refrigeração permanece constante para todas as velocidades, o que ocorre devido à utilização de um compressor variável. Entretanto, o COP se reduz, indicando o aumento do trabalho de compressão.



**Figura 1-16 – Efeito da velocidade do compressor na Capacidade de Refrigeração – Jabardo et al.**

A Figura 1-17 mostra que a vazão do gás refrigerante permanece constante com a variação da velocidade. Isto demonstra o desempenho do compressor variável e sua habilidade de se adaptar em diferentes condições de operação.

Na Figura 1-16 e na Figura 1-17 observa-se o resultado da simulação, que se mostrou condizente aos dados experimentais.



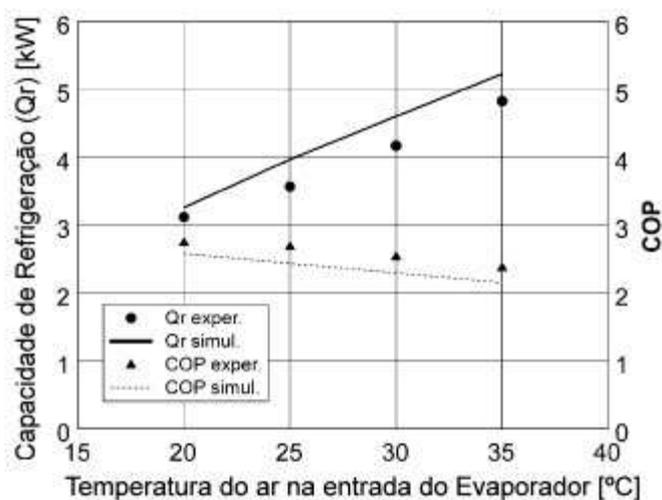
**Figura 1-17 – Efeito da velocidade do compressor na Vazão do gás refrigerante – Jabardo et al.**

O efeito da variação da temperatura do ar de entrada no evaporador pode ser observado na Figura 1-18. A capacidade de refrigeração aumenta a medida que a temperatura do ar aumenta. Com o aumento da temperatura do ar o compressor tende a se adaptar a maiores cargas térmicas, mantendo a pressão de sucção constante. Para

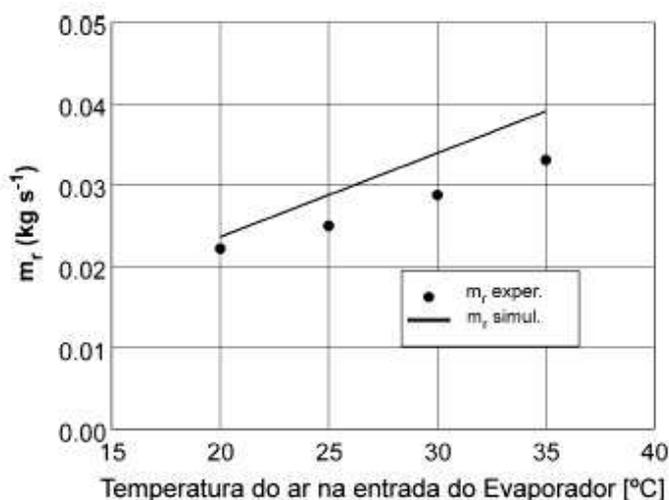
complementar esta conclusão, a Figura 1-19 mostra o aumento da vazão de gás refrigerante, o que é necessário para o aumento da capacidade de refrigeração.

Uma vez que aumento do efeito de refrigeração é menor que o aumento de potência de compressão, o COP diminui. Conforme observado na Figura 1-18.

A simulação correspondente a estes ensaios apesar de semelhante, apresentou um pequeno desvio no efeito de refrigeração e na vazão do gás refrigerante.

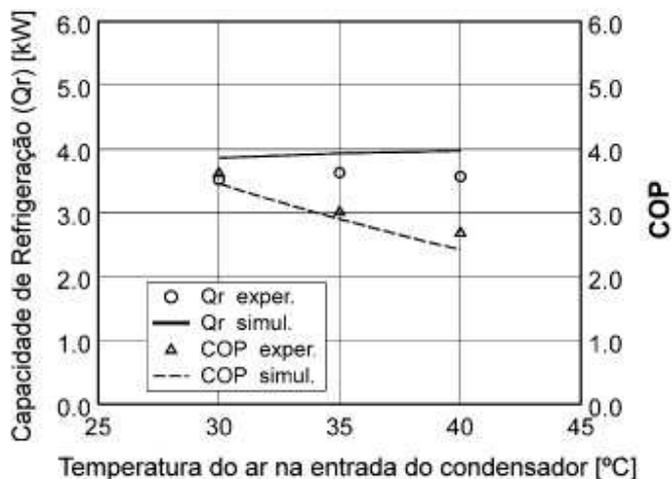


**Figura 1-18 – Efeito da temperatura do ar de entrada do evaporador na Capacidade de Refrigeração – Jabardo et al.**



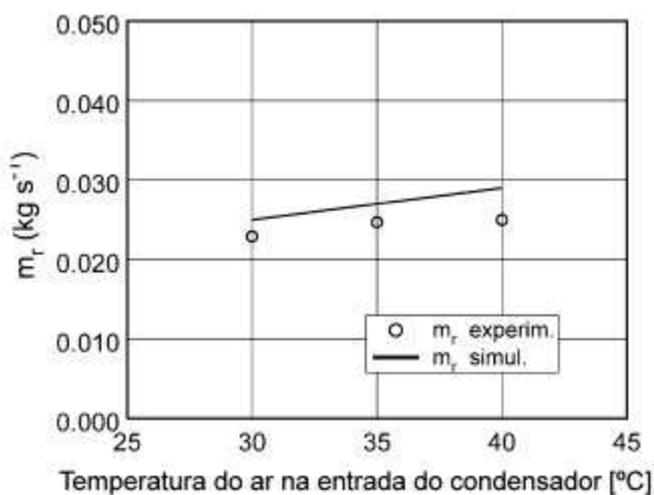
**Figura 1-19– Efeito da temperatura do ar de entrada do evaporador na Vazão do gás refrigerante – Jabardo et al.**

A Figura 1-20 mostra que capacidade de refrigeração praticamente não é significativamente afetada pela variação da temperatura do ar na entrada do condensador.



**Figura 1-20– Efeito da temperatura do ar de entrada do condensador na Capacidade de Refrigeração – Jabardo et al.**

Quando um compressor variável é utilizado, observa-se que a vazão do gás refrigerante aumenta com a pressão de condensação, mantendo ao mesmo tempo a pressão de evaporação constante. A Figura 1-21 ilustra este efeito.



**Figura 1-21– Efeito da temperatura do ar de entrada do condensador na Vazão do gás refrigerante – Jabardo et al.**

Neste trabalho, além da validação do modelo de simulação, foram analisados os efeitos causados pela variação da velocidade do compressor, pela quantidade de gás no sistema e pela temperatura do ar que passa no condensador e no evaporador. Neste experimento foi utilizado um compressor variável.

## **CAPÍTULO 2**

### **2 O Condicionador de Ar Automotivo**

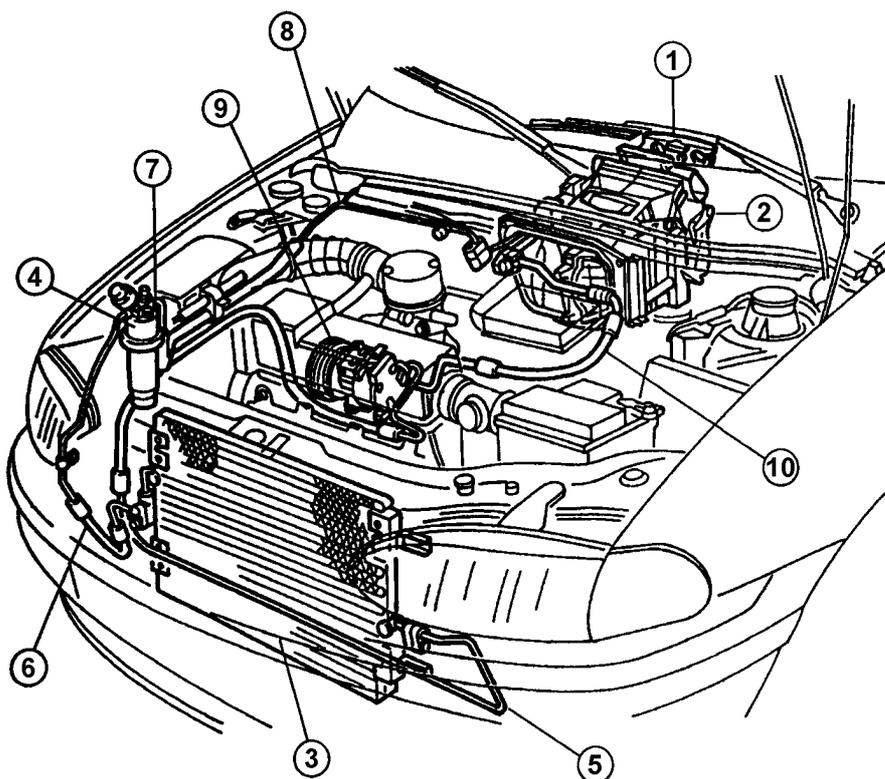
#### **2.1 O Sistema de Refrigeração no Veículo**

A energia necessária ao sistema de condicionamento de ar é retirada do próprio motor do veículo. Através de uma correia a potência é transferida ao compressor, possibilitando assim a circulação do gás refrigerante pelos componentes. Devido a isto, é natural que o compressor permaneça próximo ao motor, fixado em sua própria carcaça.

Os trocadores de calor também possuem posições que facilitam a troca térmica, o evaporador no interior do carro sob o painel para ficar próximo aos ocupantes e o condensador na frente do carro, onde a um grande fluxo de ar, favorecendo a troca térmica.

As posições dos tubos e mangueiras dão a aparência da existência de contornos desnecessários que aumentam a perda de carga, mas isto não é significativo e é necessário desviar dos outros equipamentos do veículo.

A Figura 2-1 mostra a disposição de todo o sistema de refrigeração em um automóvel.

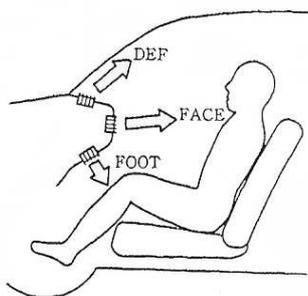


**Figura 2-1 – Componentes do Sistema de Condicionamento de Ar em um Automóvel**

A numeração apresentada na Figura 2-1 indica os principais componentes do sistema, que estão descritos na seqüência:

**Item 1** (Figura 2-1) - **Painel de Controle:** permite o ajuste dos parâmetros temperatura, velocidade do ar e direção do fluxo de ar pelo motorista de acordo com a sua necessidade ou preferência.

**Item 2** (Figura 2-1) - **Caixa de Ar:** Esta unidade é composta de uma carcaça de plástico injetado, que possui em seu interior um ventilador, um filtro de ar e algumas placas móveis capazes de direcionar o ar para dentro da cabine, conforme Figura 2-2.



**Figura 2-2 – Direções do fluxo de ar na cabine**

A seleção feita pelo motorista através do painel de controle manipula as placas no interior da caixa de ar com as seguintes opções de direcionamento do ar:

- *Face* (Rosto)

Este modo fornece o fluxo de ar totalmente voltado ao corpo dos ocupantes, propiciando um conforto térmico rapidamente.

- *Foot* (Pés)

Esta opção é principalmente utilizada para o aquecimento dos pés

- *B/L - Bi-Level* (Dois níveis)

Este modo possibilita o fornecimento de ar simultaneamente para os pés e para o rosto.

- *DEF –Defrost* (Derretimento)

Este modo é responsável pelo degelo e desembaçamento do pára-brisa, fornecendo maior segurança ao motorista e aos passageiros;

Também no interior desta carcaça há dois trocadores de calor, o aquecedor e o evaporador:

- **Aquecedor** – Consiste em um trocador de calor tubos-aleta que utiliza o mesmo circuito de água aquecida que passa pelo radiador;
- **Evaporador** (Figura 2-3) – É uma colméia de alumínio que realiza a principal função do sistema, o de retirar calor do meio ambiente. Acoplada no evaporador, a válvula de expansão efetua o abaixamento da pressão e da temperatura, permitindo que o evaporador trabalhe com alta eficiência;



**Figura 2-3 – Evaporador**

**Item 3** (Figura 2-1) – **Condensador:** Este componente fica localizado na frente do carro, posição que possibilita maior eficiência na transferência de calor;



**Figura 2-4 – Condensador**

**Item 4** (Figura 2-1) - **Filtro Secador:** Composto por um filtro e um dessecante que absorve pequenas partículas de sujeira e qualquer umidade existente no gás refrigerante. Nos modelos mais modernos este componente constitui-se em um recipiente cilíndrico anexado ao condensador, conforme Figura 2-4.

**Item 5** (Figura 2-1) - **Mangueira de Descarga:** Tubulação que conecta o compressor e o condensador;

**Item 6** (Figura 2-1) - **Mangueira Líquida:** Conexão entre o condensador e o evaporador;

**Item 7** (Figura 2-1) – **Visor de fluxo (*Sight Glass*)**: Permite a visualização do interior da tubulação, auxilia no momento em que se carrega o gás no circuito. Este item não é necessário ao sistema, estando presente apenas em alguns modelos;

**Item 8** (Figura 2-1) - **Tubo Líquido**: Complementa a tubulação que conecta o condensador e o evaporador;

**Item 9** (Figura 2-1) – **Compressor**: – É o componente que aumenta a pressão e a temperatura do gás permitindo a continuação do ciclo do gás;

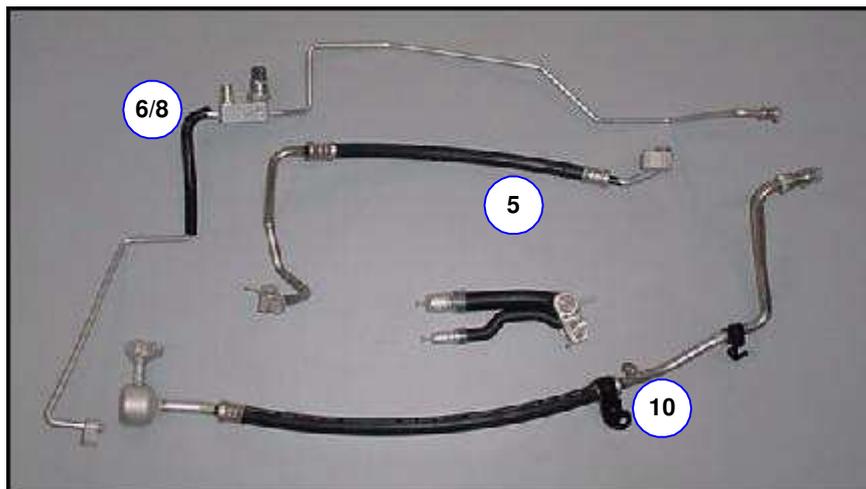


**Figura 2-5 – Compressor com capacidade fixa**



**Figura 2-6 – Compressor com capacidade variável**

**Item 10** (Figura 2-1) - **Mangueira de sucção** (Figura 7) – Tubulação que liga o evaporador no compressor.



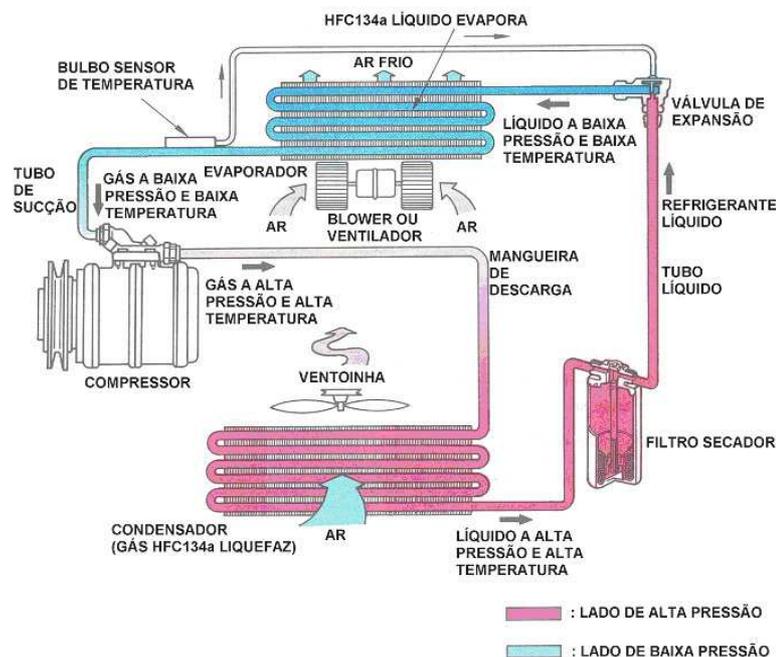
**Figura 2-7 – Conjunto de tubos e mangueiras**

O termo em inglês usado para o sistema de condicionamento de ar automotivo é *Automotive Air Conditioning*, cuja abreviação é *A/C*, é bastante utilizado em livros e manuais.

## **2.2 Detalhamento do Sistema de Condicionamento de Ar Automotivo**

### **2.2.1 Circuito do Sistema**

A Figura 2-8 mostra a seqüência dos componentes que o gás percorre durante o seu funcionamento.



**Figura 2-8 – Circuito de refrigeração automotivo**

O compressor fica ligado ao motor do carro através de uma correia, através da qual recebe energia (*Trabalho*) para elevar a pressão e a temperatura do gás refrigerante, fazendo-o circular pela tubulação no estado de vapor superaquecido, em seguida passa pelo condensador, que através da transferência de calor latente rejeita calor para o meio ambiente deixando o refrigerante no estado de líquido. O próximo processo ocorre na válvula de expansão que reduz a pressão do gás, promovendo duas fases (líquido e vapor) na entrada do evaporador, neste trocador de calor a evaporação se finaliza absorvendo calor (*calor latente*) do ar que entra ou circula na cabine do veículo.

### 2.2.2 Condensador

O calor absorvido pelo sistema de refrigeração é transferido para o meio ambiente através do condensador, se o sistema for corretamente dimensionado, o refrigerante entra no estado superaquecido, e após a transferência de calor latente com o ar, sai como líquido sub-resfriado.

Antigamente os condensadores automotivos eram feitos de tubos de cobre e placas de alumínio, que apesar das limitações de desempenho apresenta um processo de fabricação mais simples.

A evolução ocorrida no projeto de automóveis ocasionou uma melhoria no sistema de refrigeração, pois a necessidade de economia de combustível e a modernização do

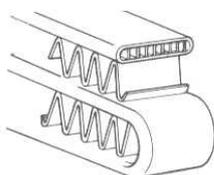
visual implicaram na diminuição do peso, no aumento da área de janelas e na diminuição da entrada de ar na parte frontal do veículo. Essas mudanças implicam em uma maior carga térmica sobre o condicionador de ar.

Para satisfazer tais necessidades de mercado ocorreram diversas modificações no condensador, sendo que os principais tipos são os seguintes:

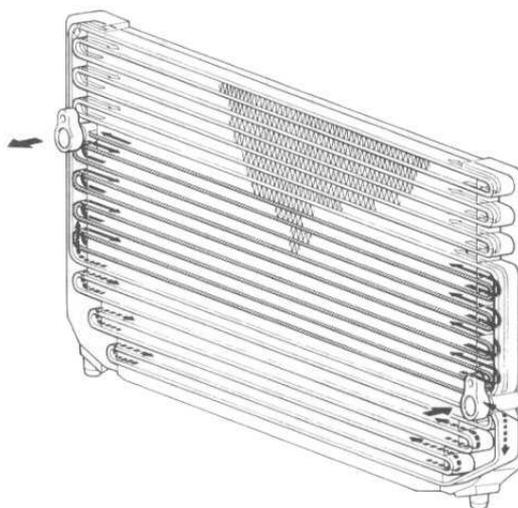
1 – Condensador composto por tubos circulares de cobre e aletas de placas de alumínio estampadas. Suas vantagens são a facilidade de construção e o baixo custo.

2 – Condensadores de tubos cilíndricos com diâmetro reduzido, aletas de alumínio mais finas e com fluxo paralelo. Isso proporciona menor perda de carga no escoamento e maior área de troca de calor, melhorando a eficiência do equipamento.

3 – O condensador conhecido popularmente como serpentina possui basicamente um tubo plano de alumínio com várias dobras e em cada vão são colocadas aletas do mesmo material (Figura 2-9). A fixação das aletas nos tubos é feita através do processo de brasagem (solda) constituindo a colméia do condensador (Figura 2-10 – Ilustração de um condensador serpentina) . Suas vantagens estão no menor peso e na melhor eficiência na troca térmica, característica garantida pela brasagem do material.



**Figura 2-9 – Ilustração da montagem de um condensador serpentina**



### Figura 2-10 – Ilustração de um condensador serpentina

4 – Condensador de fluxo paralelo. Sua montagem possibilita que o fluxo do gás refrigerante se divida entre vários tubos paralelos, permitindo que a espessura de cada tubo seja reduzida, aumentando ainda mais a eficiência deste componente.

O tubo utilizado na fabricação deste modelo é extrudado com microcanais e possui menor largura e espessura que os anteriores. Para a montagem do trocador são colocadas aletas entre os tubos (Figura 2-11), e em seguida faz-se a inserção em um tanque que distribui o fluxo de gás no condensador (Figura 2-12). Todos os componentes são de alumínio e para a fixação definitiva todo o trocador montado passa pelo processo de brasagem.

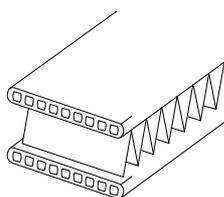


Figura 2-11 – Detalhe da fixação da aleta e tubos paralelos no condensador tipo 4

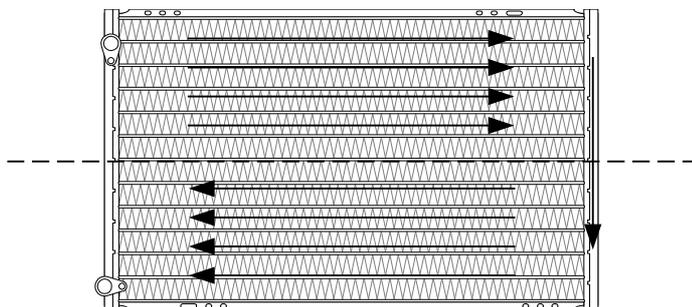
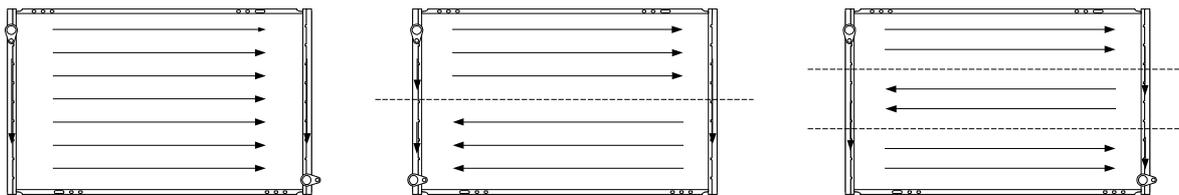


Figura 2-12 – Ilustração de condensador com fluxo paralelo

Este modelo possibilita a utilização de diferentes números de passes no condensador (Figura 2-12), sendo que quanto menor o tamanho da colméia, maior será o número de passes. Esta separação é feita no tanque lateral, colocando-se uma pequena placa de alumínio que separa os passes do fluxo de gás.

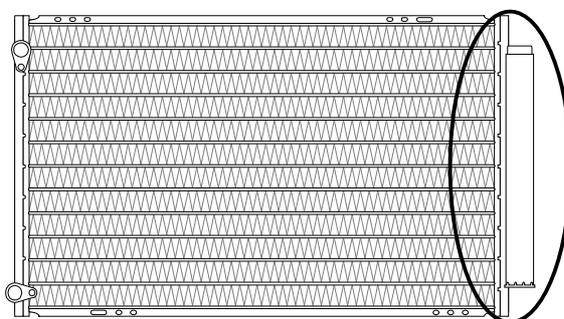


**Figura 2-13 – Opções de passes para o condensador de fluxo paralelo**

A evolução deste modelo apresentou alguns diferentes estágios, como o aumento dos microcanais (Figura 2-14), e o acoplamento do filtro e do dissecante junto à colméia do condensador (Figura 2-15), conhecido como sistema de sub-resfriamento (*Sub-cooling System*), este processo garante que na saída do condensador o gás esteja no estado líquido.

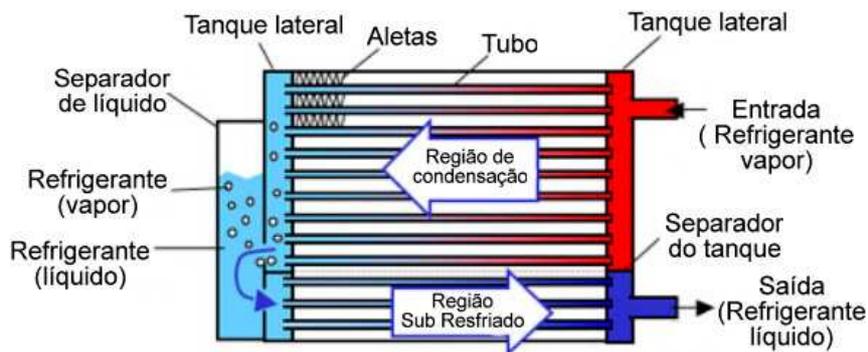


**Figura 2-14 – Aumento de microcanais no tubo do condensador de fluxo paralelo**



**Figura 2-15 - “*Sub-cooling System*”**

Na Figura 2-16 pode-se observar o comportamento do gás refrigerante no interior do condensador. Para garantir a eficiência do sistema de refrigeração é necessário que o fluido chegue à válvula de expansão no estado líquido, portanto os condensadores modernos são projetados fornecer fluido refrigerante no estado sub-resfriado. Para garantir que o grau de sub-resfriamento seja adequado é necessário utilizar a quantidade correta de fluido refrigerante.



**Figura 2-16 – Funcionamento do condensador com sistema de subresfriamento**

Todas estas mudanças revolucionaram o sistema de condicionamento de ar automotivo, pois proporcionou uma eficiência satisfatória em relação às necessidades atuais.

### 2.2.3 Evaporador

Neste componente é onde o efeito de refrigeração se torna evidente, pois o evaporador absorve o calor existente no ar, fornecendo ar refrigerado ao interior do veículo.

Além do conforto térmico, ocorre a redução da umidade do ar, causando um acúmulo de água no evaporador e na caixa de ar, o que pode provocar a proliferação de fungos e bactérias. A concepção do equipamento é feita tentando evitar ao máximo este efeito. Mas o principal objetivo é a melhoria de eficiência deste equipamento.

Assim como no condensador, este trocador de calor passou por uma série de melhoramentos, dos quais são citados os principais modelos:

1 – Evaporador de tubos cilíndricos e aletas (Figura 2-17). Este modelo é bastante semelhante ao utilizado nos condicionador de ar residencial de parede, que são compostos por tubos feitos de cobre ou alumínio inseridos mecanicamente às aletas, placas de alumínio onduladas. Apesar de sua simplicidade de fabricação, seu tamanho é considerado grande, pois é necessário compensar a baixa eficiência.

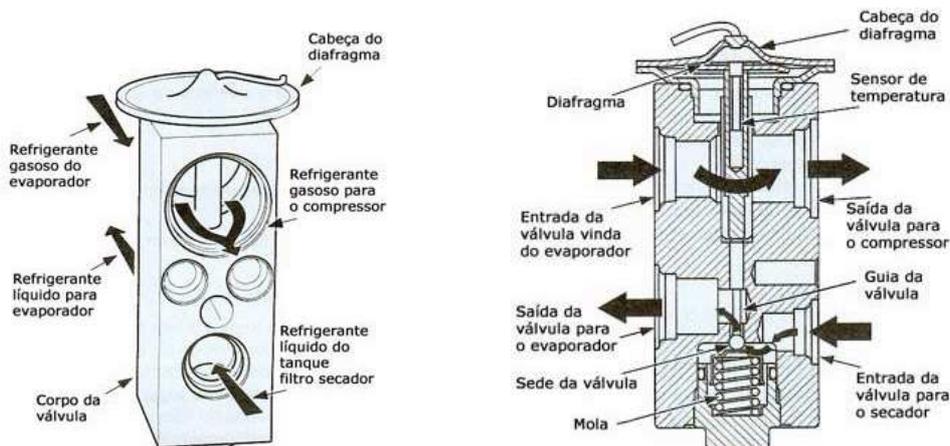








3 – Válvula termostática com sensor interno (Figura 2-25). Nesta válvula o refrigerante líquido proveniente do condensador atravessa a válvula no furo inferior sofrendo a constrição. No furo superior circula o gás que sai do evaporador, onde há um sensor de temperatura que faz aquece ou resfria o gás contido na parte superior do diafragma, controlando assim a vazão de gás. Sua vantagem está na facilidade de instalação.



**Figura 2-25 – Válvula de expansão com sensor interno**

### 2.2.5 Compressor

O compressor é o componente que transfere a energia mecânica do motor para o gás refrigerante viabilizando o funcionamento do ciclo de refrigeração. O processo de compressão consiste em elevar a pressão e temperatura do gás, transformando-o em vapor superaquecido.

A carga térmica nos automóveis é bastante variável, pois depende das condições do clima, do número de passageiros, da área total de vidro e do tamanho da cabine, por isso há um alto investimento na tecnologia de compressores, resultando em diferentes opções para cada necessidade.

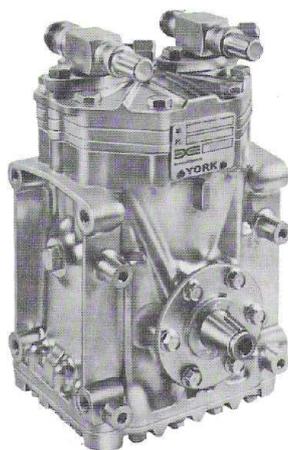
Os compressores automotivos são classificados em dois tipos principais:

- Alternativo: Seu mecanismo consiste na compressão por pistão, onde primeiramente surgiu o sistema radial e depois o axial.

- Rotativo: Funciona com um sistema de compressão onde o gás percorre um caminho rotativo, utilizando o compressor do tipo parafuso ou de palhetas.

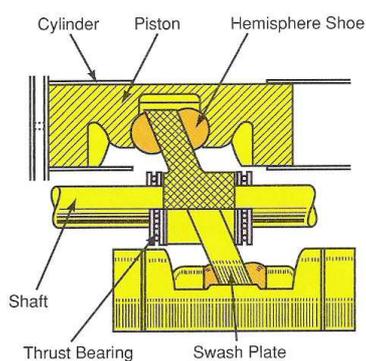
### 2.2.5.1 Compressores Alternativos

A1 – Compressor “*Crank Type*” (Figura 2-26). Este compressor é composto de pistões radiais, que funcionam como girabrequim. Atualmente se encontra em desuso, pois apresenta flutuações de torque, alta vibração e ruído.

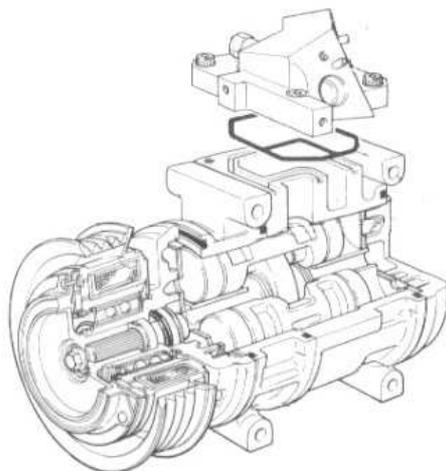


**Figura 2-26 – Foto compressor *Crank Type***

A2 – Compressor “*Swash Plate*”. Este modelo apresenta pistões axiais ligados ao eixo de rotação através de uma placa oscilante (*swash plate*) conforme Figura 2-27 e Figura 2-28. No Brasil, até os dias de hoje, tem uma aplicação considerável.

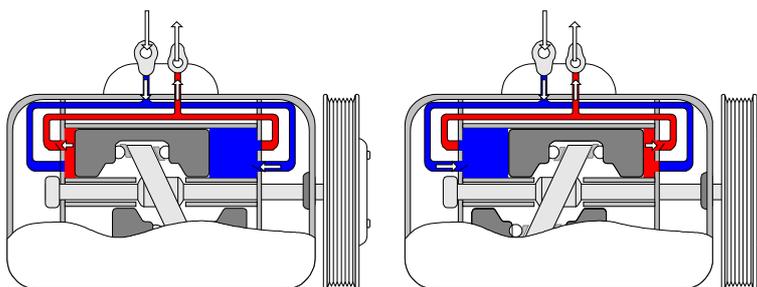


**Figura 2-27 – Ilustração do sistema da placa oscilante**



**Figura 2-28 – Compressor Swash Plate em corte**

O pistão executa uma compressão de dupla ação, que funciona conforme observado na Figura 2-29, enquanto em um lado ocorre a sucção, do outro acontece a compressão, que libera refrigerante para a mangueira de descarga, e quando o pistão inverte o sentido a sucção e a compressão se alternam entre as câmaras.



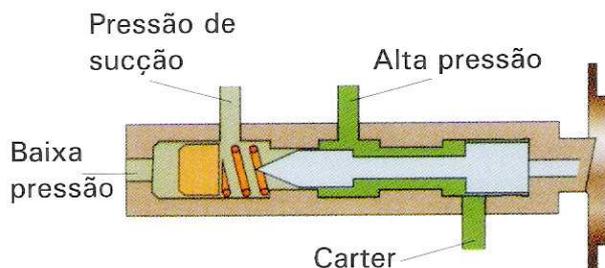
**Figura 2-29 – Sistema de Dupla ação do compressor *Swash Plate***

A3 – Compressor Variável – A evolução do modelo *swash plate* com a capacidade de alterar o ângulo da placa oscilante ajustando o curso do pistão conforme a necessidade de compressão. Este compressor é comandado por um circuito integrado que processa diversas variáveis, tais como pressão da tubulação de gás refrigerante, rotação do motor, aceleração, temperatura interna da cabine, entre outros. Desta forma é possível variar o ângulo da placa progressivamente sem afetar de forma brusca o comportamento do veículo.

A polia conectada ao eixo do compressor não possui embreagem magnética.

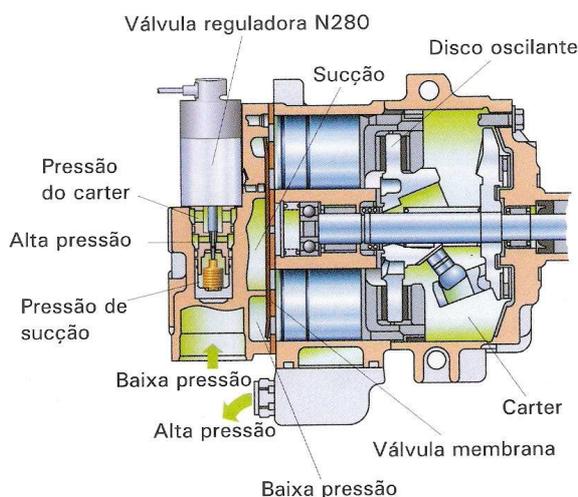
A Figura 2-30 mostra a válvula responsável pela regulagem de vazão no compressor, ela atua na pressão de sucção, quando a capacidade de resfriamento é

alterada, a unidade de comando (circuito integrado) atua na válvula, que controla o ângulo da placa oscilante.



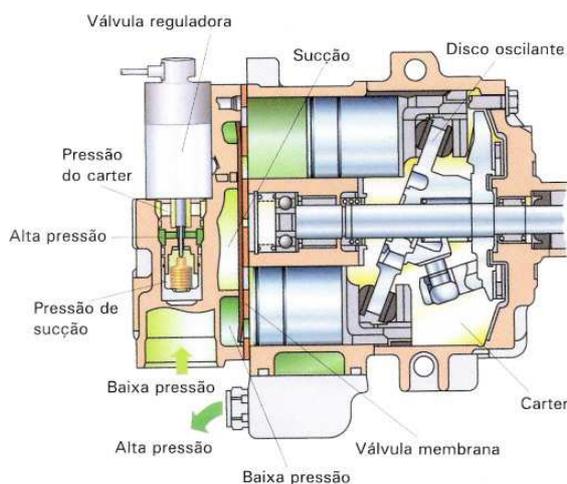
**Figura 2-30 – Válvula de regulação (compressor variável)**

O sinal fornecido à válvula é um sinal eletrônico, que variando a largura do pulso controla o compressor. A Figura 2-31 mostra o compressor na posição de mínima refrigeração, ou seja, o ângulo da placa é igual a zero, o que não provoca deslocamento no curso do pistão.



**Figura 2-31 – Compressor variável na posição de mínima refrigeração**

Na Figura 2-32 o compressor se encontra na posição de máxima compressão, o que significa que a placa está angulada até o limite e a vazão de refrigerante aumenta. Para que isto aconteça a unidade de controle envia um pulso com maior largura.

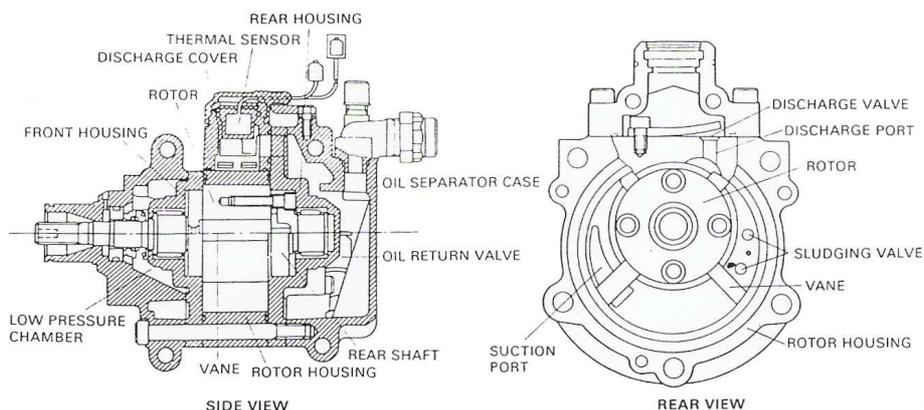


**Figura 2-32 – Compressor variável na posição de máxima refrigeração**

### 2.2.5.2 Compressores Rotativos

Os compressores considerados como rotativos foram fortes candidatos a substituírem o tipo “*swash plate*”, mas o surgimento dos modelos com capacidade variável mudou a tendência do mercado brasileiro.

R1 – Compressor “*Vane Type*”. Conhecido também em português como compressor de palhetas. Sua vantagem são as seguintes: maior capacidade volumétrica com uma unidade mais compacta, perda por atrito reduzida e menor ruído. Sua construção pode ser observada na Figura 2-33.



**Figura 2-33 – Compressor de palhetas (*vane*)**

R2 – Compressor “*Scroll* “. Conhecido com o compressor caracol, pois combina duas estruturas parecidas com caracol intercaladas, cujo movimento circular absorve e comprime o gás.

## CAPÍTULO 3

### 3 A Bancada de ensaios

Na montagem do sistema foram usados componentes de refrigeração doados pela Denso do Brasil, enquanto para a bancada experimental foram utilizados os recursos disponíveis na Pontifícia Universidade Católica do Paraná e também o calorímetro desenvolvido por Piske (2004), que utilizou este sistema para a medição da eficiência energética de evaporadores de climatização residencial.

Para a realização da montagem da bancada e dos ensaios de desempenho foi escolhido o Laboratório de Sistemas Térmicos (LST), que possui uma câmara climatizada e toda a estrutura para a instrumentação da bancada.

#### 3.1 Descrição da Bancada Experimental

A bancada experimental é constituída basicamente do sistema de refrigeração automotivo e de sistemas de apoio de acionamento e medição.

O condicionador de ar utilizado corresponde ao modelo Corolla automático da marca Toyota.

Descreve-se a seguir cada componente.

##### 3.1.1 Os componentes do sistema A/C

###### 3.1.1.1 Evaporador:

Este evaporador de placas com dois tanques correspondendo ao tipo 4 (cap. 2).

Sua dimensão frontal é de 255 mm de altura por 266 mm de comprimento.



**Figura 3-1 – Evaporador de placas com duplo tanque**

### 3.1.1.2 Condensador

Condensador com fluxo paralelo e sistema de sub-resfriamento (tipo 4) e eletroventilador acoplado.

Dimensão frontal: 388 mm de altura por 675 mm de comprimento.



**Figura 3-2 – Foto do Condensador tipo 4 com sub-resfriamento e eletroventilador**

### 3.1.1.3 Compressor

O compressor utilizado para a montagem da bancada é do tipo “*Swash Plate*”, possui 5 pistões de dupla ação e sua capacidade nominal é de 150 cm<sup>3</sup> a cada giro completo. O gás refrigerante é o R134a e o lubrificante é original de fábrica.



**Figura 3-3 – Foto do compressor de capacidade fixa**

### 3.1.1.4 Válvula de expansão termostática com sensor interno

Esta válvula de expansão corresponde ao dispositivo de expansão do tipo 3, seu sensor interno proporciona maior facilidade de instalação.



**Figura 3-4 – Foto da válvula de expansão termostática**

### **3.1.1.5 Conjunto de Tubos e Mangueiras**

A Figura 3-5 mostra a tubulação original do sistema, mas para a montagem da bancada foi necessário adaptar toda a tubulação, o que resultou em um pequeno aumento em seu comprimento.



**Figura 3-5 – Conjunto de Tubos e mangueiras**

### **3.1.2 Montagem do Sistema de Refrigeração**

Consiste na instalação dos equipamentos que compõem o condicionador de ar de um automóvel, mas para fornecer energia mecânica para o sistema foi utilizado um motor elétrico com capacidade de 5 CV (Figura 3-6), potência que corresponde aproximadamente à parcela consumida pelo A/C em um veículo comum.

O compressor do A/C está sujeito às variações na rotação do motor, portanto torna-se fundamental fazer ensaios variando-se a rotação do motor elétrico, para isso foi utilizado um inversor de frequência compatível com a potência do motor.

Especificação do **Motor Elétrico** (Figura 3-6):

Marca: WEG

Modelo: Motor Trifásico IP55 W21

Potência: 5 CV

RPM: 3485

Tensão: 220/380 (12,9 / 7,47 A)



**Figura 3-6 – Motor elétrico utilizado na bancada**

Especificação do **Inversor de Freqüência** (Figura 3-7)

Marca: WEG

Modelo: CFW-09

Tensão: 220-230 V

Corrente: 16 A

Potência do motor: 6 CV



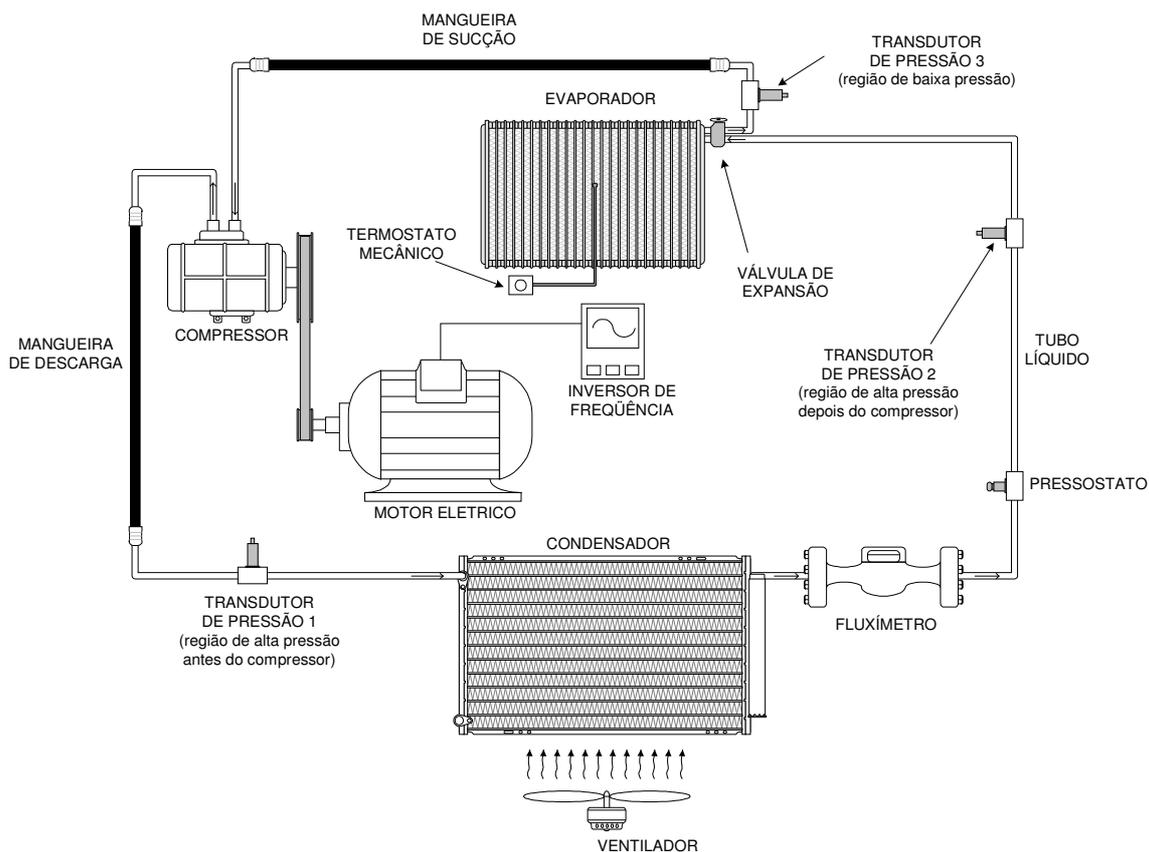
**Figura 3-7 – Inversor de Freqüência utilizado na bancada**

A Figura 3-8 ilustra a montagem dos equipamentos mencionados, incluindo os transdutores de pressão e de vazão do gás que serão detalhados nos próximos itens.

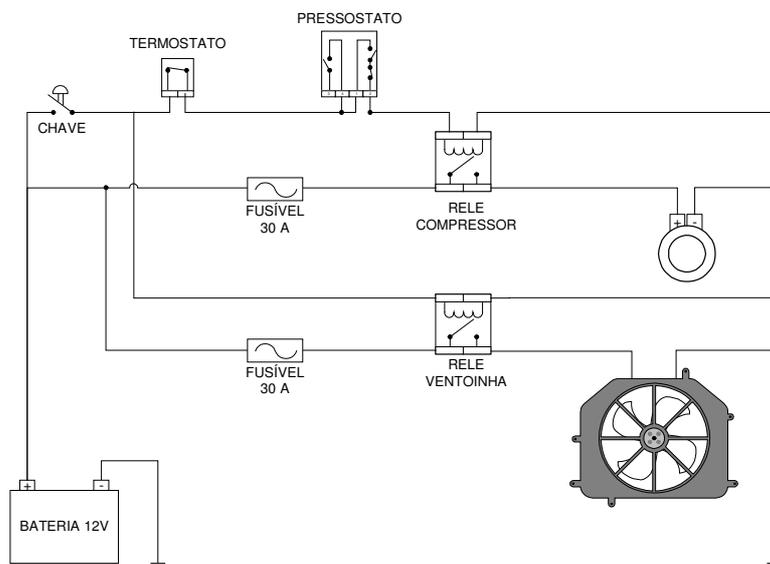
O circuito elétrico de ligação do sistema A/C é mostrado na Figura 3-9, seu sistema de proteção utiliza um termostato e um pressostato, que são instalados na superfície do evaporador e na tubulação de líquido, respectivamente, conforme Figura 3-8.

O compressor só pode ser acionado quando há uma pressão mínima e é desacoplado automaticamente quando atinge o limite máximo de pressão ou quando o termostato detecta a temperatura do evaporador próxima de 0°C.

Para a realização dos ensaios a velocidade do eletroventilador deve permanecer constante, portanto o acionamento deste é feito simultaneamente ao do compressor (Figura 3-9), mas é importante salientar que no circuito original o eletroventilador opera em duas velocidades, conforme a necessidade de troca térmica.



**Figura 3-8 – Ilustração da montagem do sistema de condicionamento de ar**

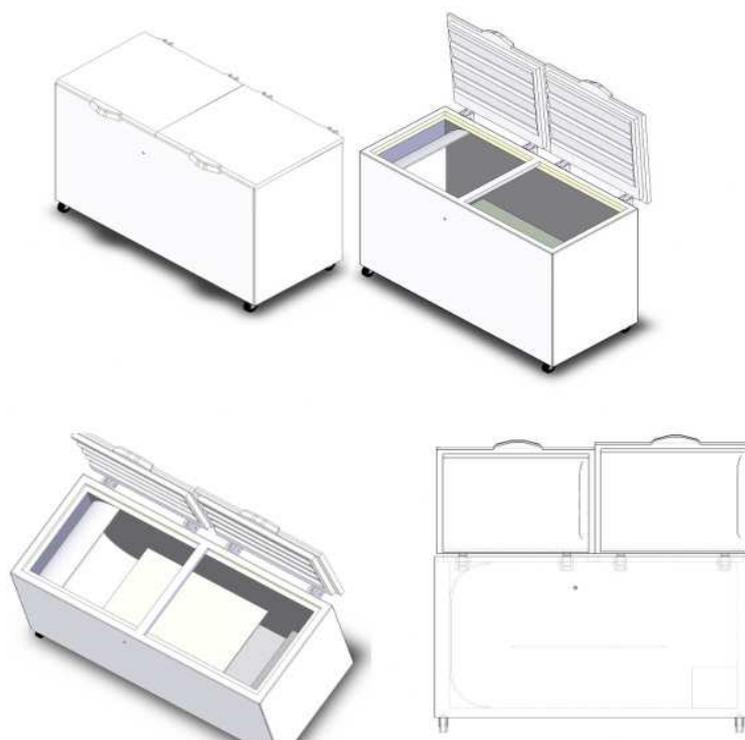


**Figura 3-9 – Circuito elétrico do Sistema A/C**

### 3.1.3 Calorímetro

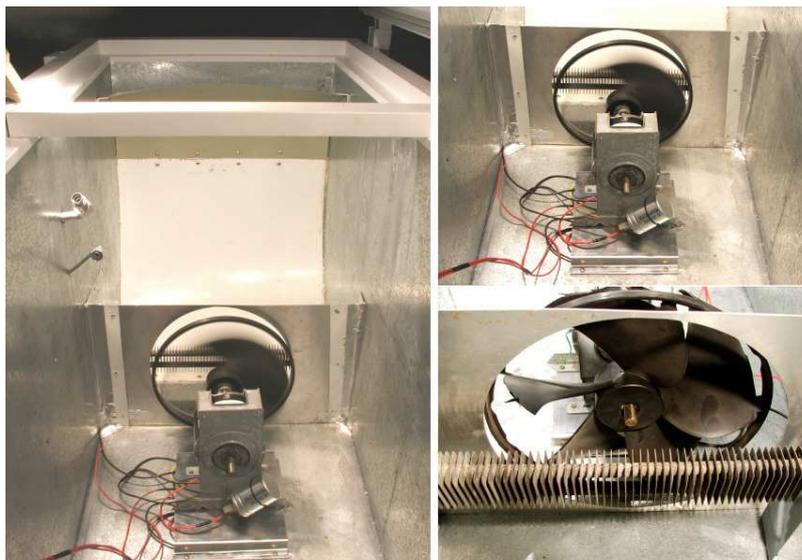
Piske (2004) projetou um calorímetro para a medição da capacidade de refrigeração de condicionadores de ar residenciais, tal equipamento passou por adaptações para a realização dos ensaios do presente trabalho.

Piske (2004) baseou-se no fato de que um calorímetro precisa primeiramente de um ambiente termicamente isolado, para isso utilizou uma carcaça de um freezer (Figura 3-10) com isolamento em poliuretano expandido (PU), sua condutividade térmica é de aproximadamente  $0,02\text{W/mK}$ , o que se mostra adequado para a realização dos ensaios.



**Figura 3-10 – Ilustração da carcaça do freezer utilizado para a montagem do calorímetro**

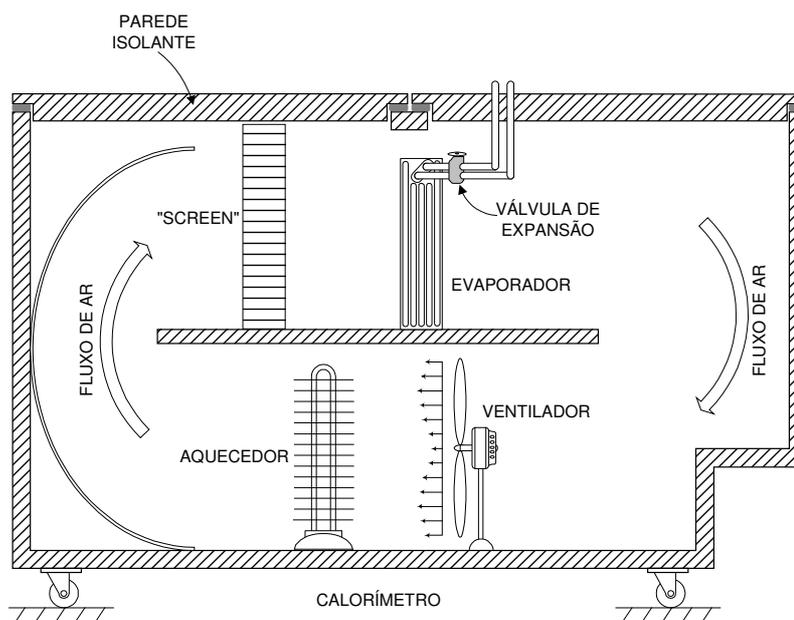
Outro aspecto importante para a realização dos testes é a simulação da carga térmica, que neste caso é feita com uma resistência elétrica associada a um ventilador, que são instalados no piso do *freezer* (Figura 3-11).



**Figura 3-11 – Foto do sistema de aquecimento/ventilação do calorímetro**

Uma divisória horizontal foi instalada para dividir o calorímetro em dois ambientes, um quente (resistência elétrica) e um frio (evaporador), formando assim um circuito fechado de ar, onde a capacidade de refrigeração é avaliada pela queda de temperatura que o evaporador causa no ar que sai da resistência. Esta montagem é ilustrada na Figura 3-12.

Também na Figura 3-12 observa-se a colocação de uma placa curva que direciona o ar do ambiente inferior para o superior reduzindo os efeitos de turbulência. Além disso uma tela denominada “screen” (Figura 3-13) é utilizada para homogeneizar o fluxo de ar que incide sobre o evaporador.



**Figura 3-12 – Ilustração da montagem interna do calorímetro**



**Figura 3-13 – Tela retificadora do fluxo de ar interno do calorímetro**

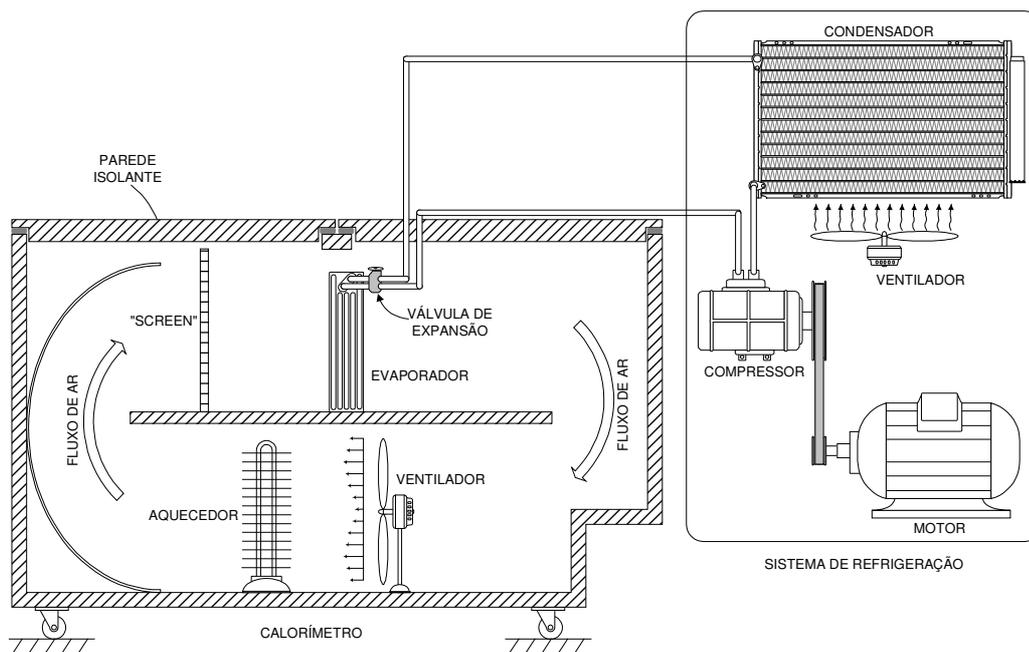
A válvula de expansão foi posicionada no interior do calorímetro porque sua fixação original é direta no evaporador, o que não pode ser adaptada, mas isso não interfere no ensaio.

Fazendo uma síntese dos componentes do calorímetro tem-se:

- I) Carcaça de um *freezer*
- II) Uma resistência elétrica (simulação da carga térmica do automóvel)
- III) Um ventilador que proporciona a circulação do ar interno do calorímetro
- IV) Uma chapa metálica que direciona o ar para o ambiente superior
- V) Divisória horizontal para dividir o calorímetro em dois ambientes
- VI) Uma tela *screen*
- VII) O evaporador do sistema de refrigeração

#### **3.1.4 Montagem do sistema de Refrigeração no Calorímetro**

Conforme comentado no item (3.2.3) a posição do evaporador é no interior do calorímetro, portanto antes de fazer a montagem sugerida da Figura 3-8, é preciso viabilizar a instalação dos equipamentos segundo a montagem da Figura 3-14, que considera o acoplamento do sistema de refrigeração ao calorímetro.



**Figura 3-14 – Montagem da bancada experimental**

Nesta etapa da montagem foram feitas as adaptações do sistema. A estrutura de fixação utilizada foi a de uma bancada didática de um sistema de automotivo de refrigeração utilizada em um laboratório da PUC-PR, foram aproveitados também o suporte para o motor elétrico, a correia de ligação ao compressor, a polia do eixo do motor e o conjunto para carga de gás, composto por um *manifold* e as mangueiras.

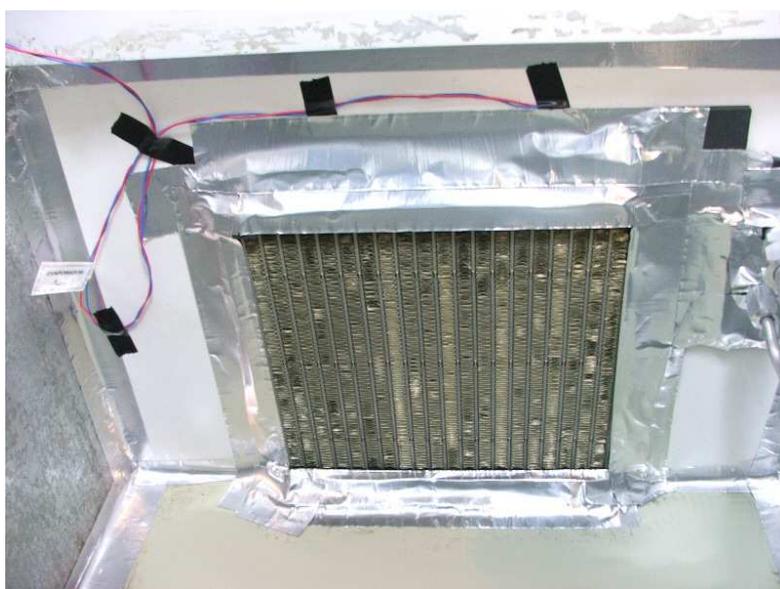
Cantoneiras de aço foram utilizadas para a fixação do compressor, condensador e o do eletro-ventilador.

A referida bancada foi disposta ao lado do calorímetro, formando uma configuração adequada para a alocação no interior da câmara climatizada, mas para isso foram feitos dois furos para passar a tubulação que se conecta ao evaporador (Figura 3-15). Esta tubulação que atravessa a parede isolante foi feita de tubos de alumínio, onde primeiramente foram fixados, dobrados manualmente e seus conectores foram brasados. Tal processo foi necessário para reduzir ao máximo a transferência de calor através dos furos.

No ambiente frio do calorímetro, a colocação do evaporador precisa garantir que todo o ar passe através da área efetiva de troca térmica, portanto uma placa foi fixada ao redor do trocador de calor, e ainda espuma de alta densidade e fita metálica foram utilizadas para o preenchimento dos vãos (Figura 3-16).

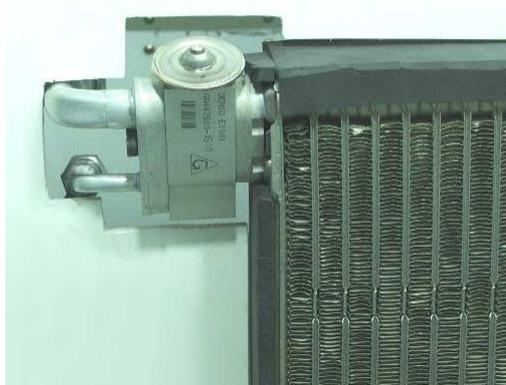


**Figura 3-15 – Fixação do evaporador com os tubos atravessando a parede do calorímetro**

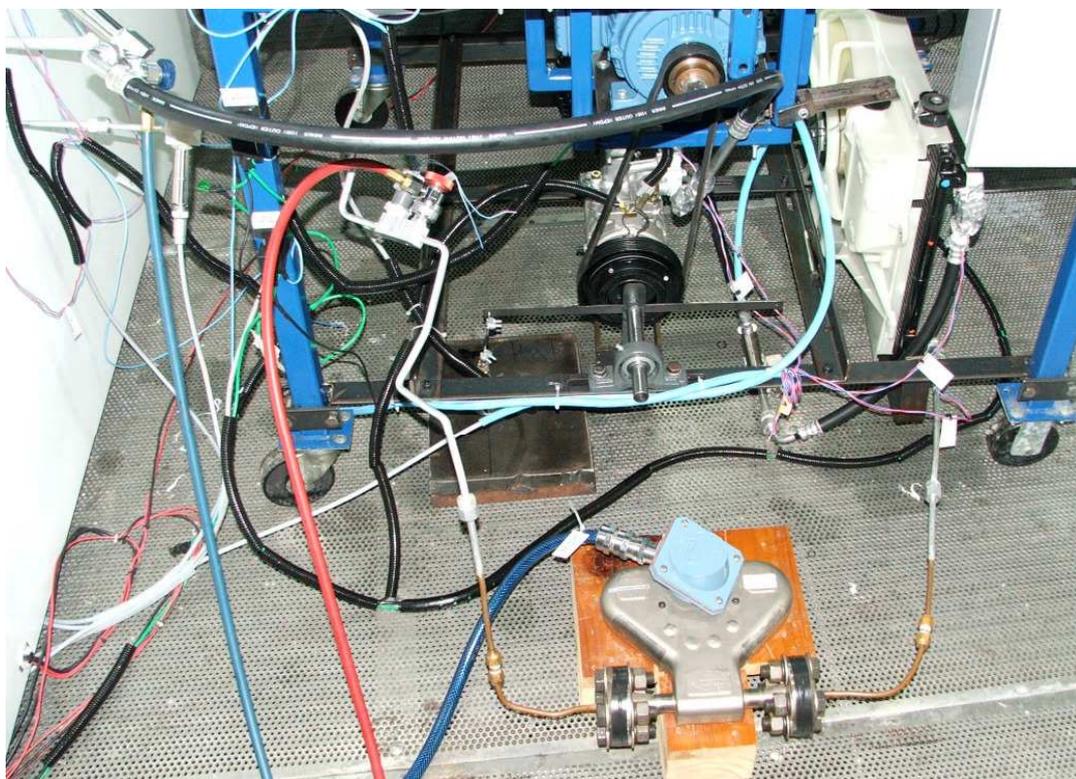


**Figura 3-16 – Isolamento do evaporador**

A válvula de expansão termostática fixada diretamente no evaporador pode ser observada na Figura 3-17.



**Figura 3-17 – Fixação da válvula de expansão no evaporador**



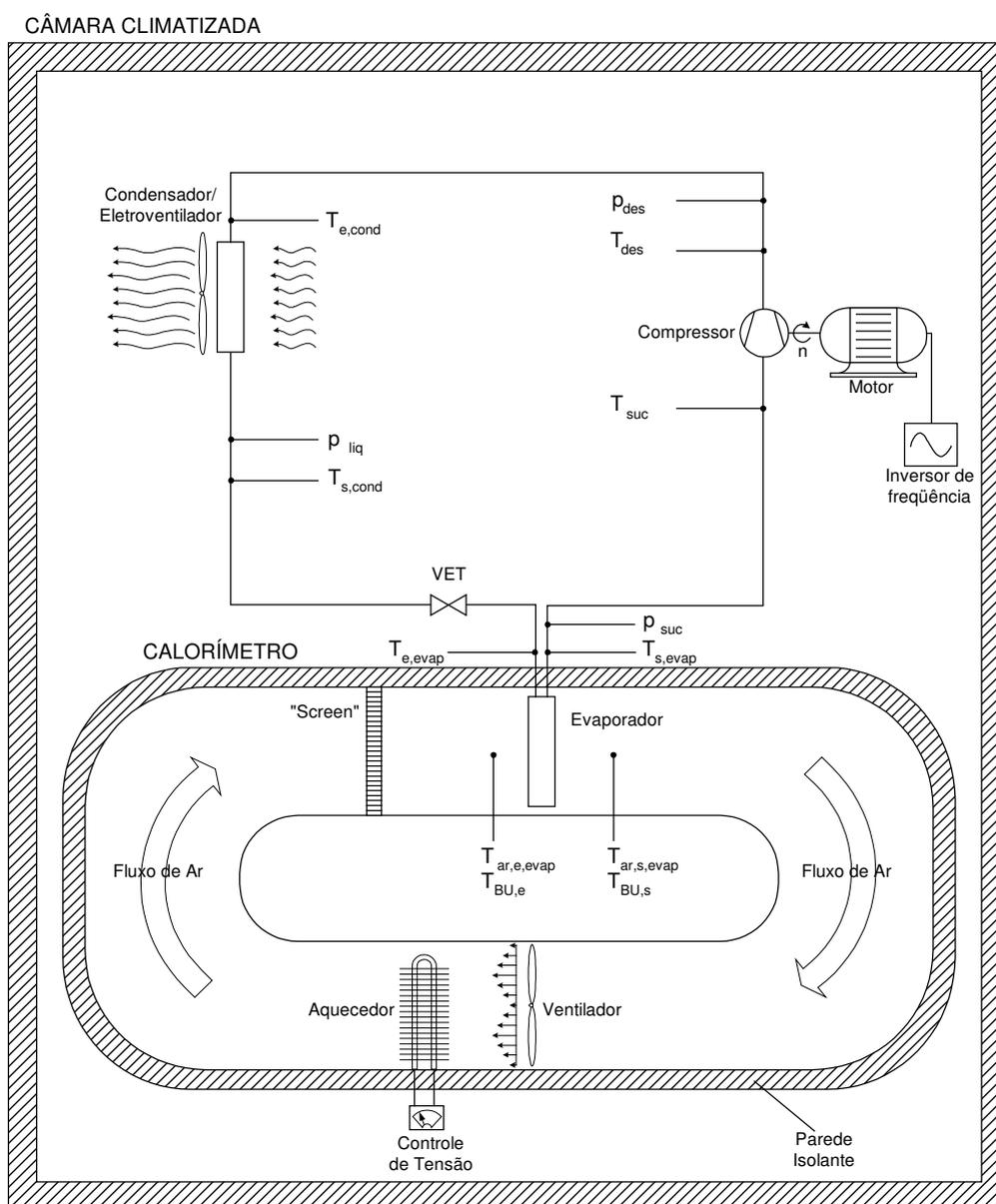
**Figura 3-18 – Foto da bancada experimental**

### **3.1.5 Instrumentação**

Para a realização dos ensaios a bancada permanece em uma câmara climatizada que permite estabilizar as condições de operação reduzindo os gradientes de temperatura do ambiente. Este controle influi diretamente no funcionamento do condensador.

Na Figura 3-19 observa-se os pontos onde são colocados os sensores que permitem medir as principais variáveis do processo. As medições realizadas são:

- I) Temperatura entrada e saída dos componente do A/C
- II) Pressão do refrigerante na região de descarga, sucção e entre o condensador e a válvula de expansão
- III) Torque no compressor medido com um suporte especial através de uma célula de carga
- IV) Vazão do ar e do refrigerante medido com um fluxímetro
- V) Potência nos equipamentos elétricos (resistência, ventilador e motor elétrico) através de transdutores de pressão.



**Figura 3-19 – Esquema da instrumentação da bancada**

### 3.1.5.1 Sensores Utilizados

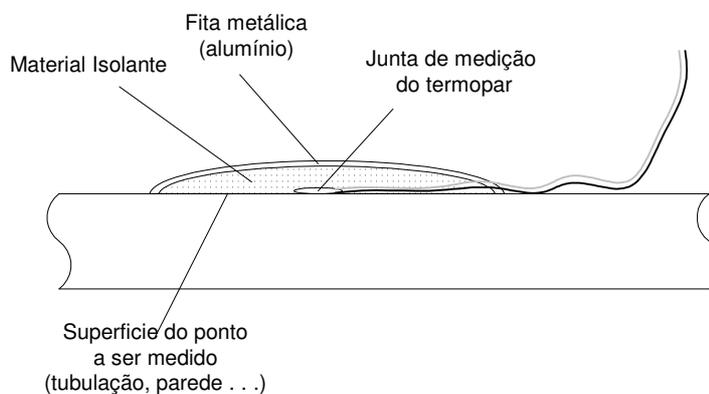
#### Termopar Tipo T

Liga: Cobre (+) / Constantan (-)

Faixa de utilização: -184 à 370°C

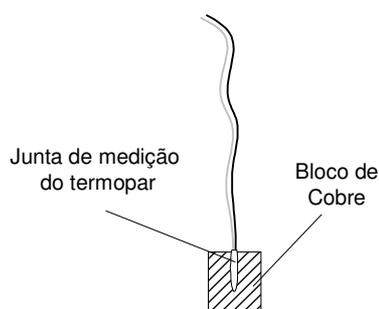
Este sensor foi utilizado para todas as temperaturas da bancada, sendo que sua junta de referência permanece em um bloco de metal isolado com poliuretano e a temperatura deste ponto é fornecida por um termorresistor PT100.

A junta de medição do sensor foi posicionada na tubulação de entrada e saída de cada componente com pasta térmica, espuma isolante ao redor e fita metálica, de acordo com a Figura 3-20.



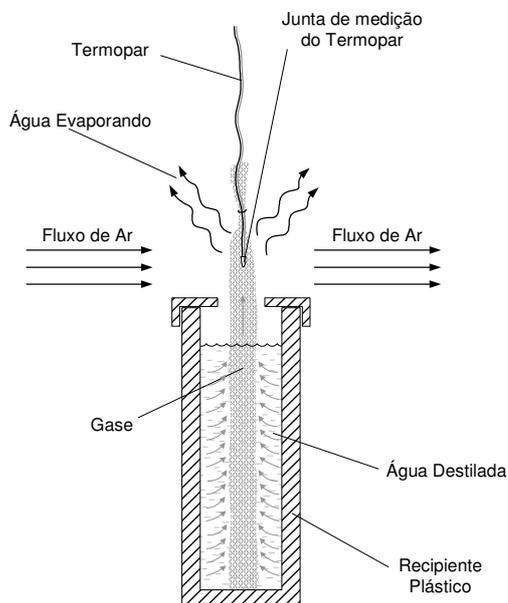
**Figura 3-20 – Fixação do termopar no ponto de medição**

A temperatura do ar foi medida utilizando-se um pequeno bloco de cobre soldado junto ao termopar (Figura 3-21).



**Figura 3-21 – Medição do ar com o termopar**

A medição de bulbo úmido foi feita com o termopar envolto em uma gase úmida, esta gase tem sua base presa ao fundo de um tubo de plástico que contém um reservatório de água destilada (Figura 3-22).



**Figura 3-22 – Medição de bulbo úmido**

### Transdutores de Pressão

Marca: HBM

Modelo: P3MB (Figura 3-23)

Faixa de operação: 02 sensores de 20 bar e 01 de 10 bar

Alimentação: 5V DC

Sinal de saída: 2 mV/V

Conforme esquema de montagem da bancada (Figura 3-8), foram instalados 3 sensores para medição de pressão, dois em região de alta pressão (saída do compressor e saída do condensador), e após o evaporador na região de baixa pressão.



**Figura 3-23 – Foto do transdutor de pressão**

Este sensor necessita estar em contato com o fluido refrigerante para fornecer o valor da pressão do sistema, portanto para a fixação deste instrumento foi usinado um bloco de alumínio com um furo passante e uma rosca transversal para cada sensor. Para fixar a tubulação neste conector foi utilizado brasagem com oxi-acetileno, esta conexão é mostrada na Figura 3-24.



**Figura 3-24 - Conector para sensor de pressão aressão**

#### Transdutores de Potência

Marca: Yokogawa

Modelo: 2480 D (Figura 3-25)

Potência Ativa: 1600W

Erro: 0,2%

Dois transdutores de potência foram utilizados na bancada. Estes sensores fornecem a potência elétrica consumida pelo aquecedor elétrico e pelo ventilador do calorímetro.



**Figura 3-25 – Transdutor de potência**

### Célula de Carga

Marca: HBM

Modelo: U2a (Figura 3-26)

Alimentação: 5V DC

Carga nominal: 50Kg

Este sensor foi utilizado para a medição da potência consumida pelo compressor. Como este equipamento fornece a força exercida por tração, foi necessária a utilização de um dispositivo especialmente desenvolvido para a bancada experimental, cuja descrição detalhada encontra-se no item 3.1.5.2.



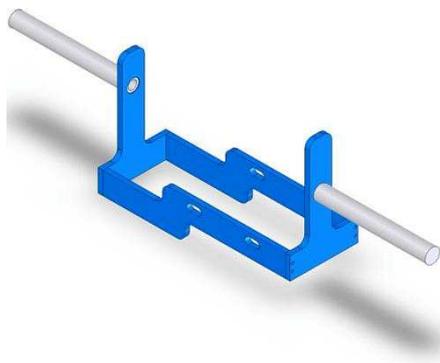
**Figura 3-26 – Célula de carga**

#### **3.1.5.2 Montagem do suporte do compressor**

A energia gasta no processo de compressão pode ser medida pela potência consumida pelo motor elétrico, entretanto o motor elétrico não apresenta uma eficiência de 100%. Com o intuito de obter uma medição mais realista, foi desenvolvido um dispositivo que mede a força necessária para sustentar o compressor, e com isso a potência de acionamento.

Para que isto seja possível é necessário apoiar o compressor pelas duas pontas de seu eixo em dois mancais, deixando-o livre para rotação, fixado apenas por uma haste radial, que está ligada a uma célula de carga, fornecendo o valor da força que sustenta o giro do compressor.

Como o compressor possui seu eixo interno à sua carcaça, foi usinado um suporte que prolonga este eixo (Figura 3-27), permitindo a fixação nos mancais (Figura 3-28) e por fim o compressor fixado, conforme figura Figura 3-29.



**Figura 3-27 – Ilustração do suporte para medição de torque do compressor *swash plate***



**Figura 3-28 – Foto do suporte do compressor**

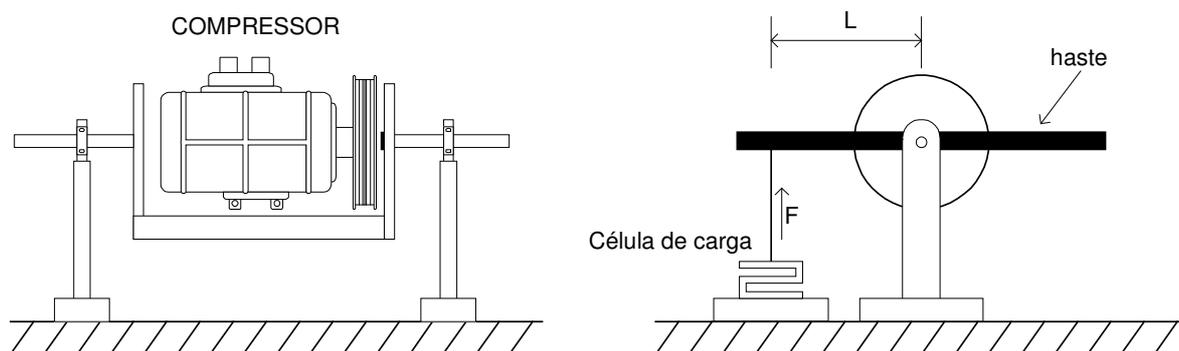


**Figura 3-29 – Foto do suporte para medição de torque com compressor**

Conforme Figura 3-30, utilizando a medição obtida na célula de carga obtém-se o torque exercido pelo no compressor durante o funcionamento através da equação (3-1).

$$\tau = F \cdot L$$

**(3-1)**



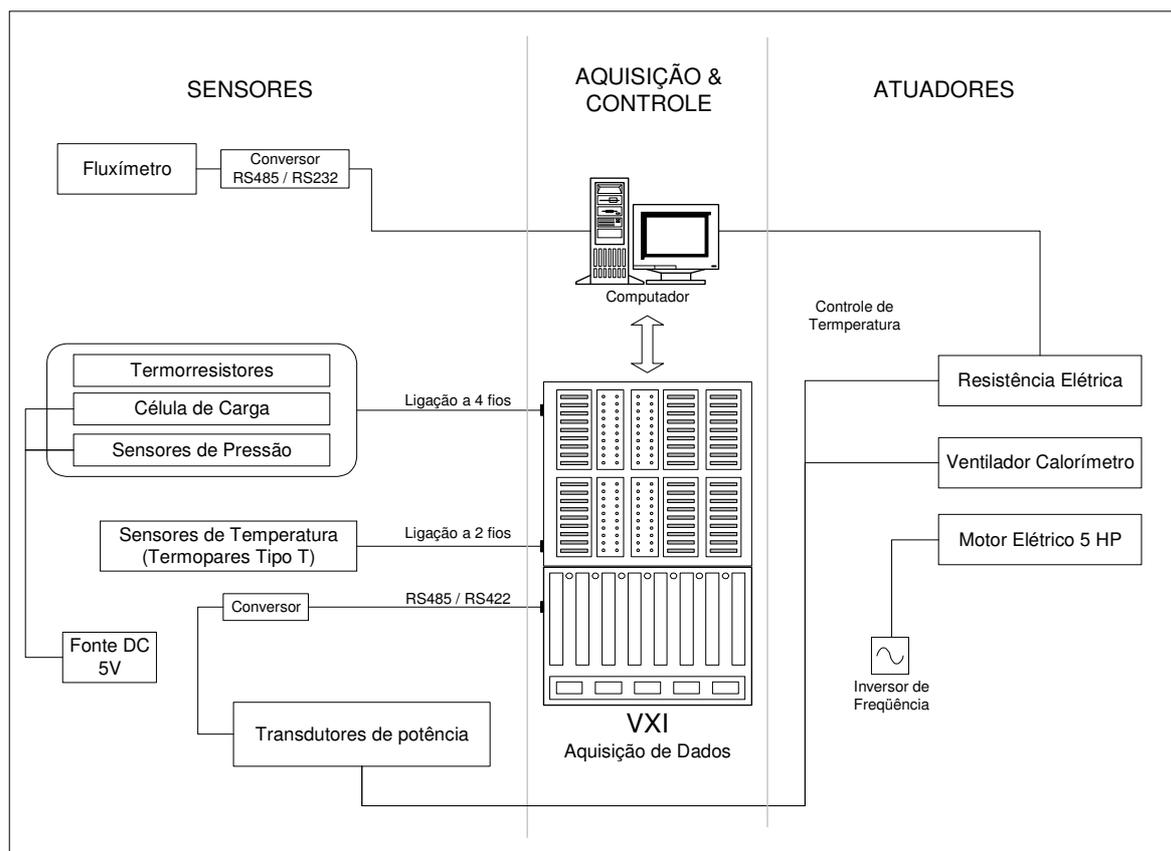
**Figura 3-30 – Esquema para obtenção do torque no compressor**

### 3.1.6 Sistema de Aquisição

Após a instalação do sistema de refrigeração e o devido posicionamento dos sensores, é necessário fazer a leitura dos sinais fornecidos, para isso foi utilizado do sistema de aquisição VXI, do fabricante Tektronix e National Instruments, que permite a leitura de valores de tensão da ordem de mV e  $\mu$ V.

Observa-se na

Figura 3-31 como foi realizada a conexão dos sensores e atuadores.



**Figura 3-31 – Ilustração do sistema de aquisição**

### 3.1.7 Câmara Climatizada

O Laboratório de Sistemas Térmicos possui 2 câmaras climatizadas, sendo que a câmara 1 foi disponibilizada para a realização dos ensaios. Este equipamento é capaz de manter uma temperatura na faixa de -10 a 60 °C. A Figura 3-32 mostra a parte externa da câmara, e a Figura 3-33 uma visão geral de como a bancada foi posicionada no interior da câmara.



**Figura 3-32 – Câmara frigorífica**



**Figura 3-33 – Disposição da bancada no interior da câmara**

### 3.2 Análise Energética dos componentes do Sistema de Refrigeração

Analisando o calorímetro como um sistema fechado é possível fazer um balanço de energia considerando as transferências de calor que ocorrem conforme Figura 3-34, observa-se transferência de calor pelo ventilador, pelo aquecedor, através das paredes isolantes e pelo evaporador.

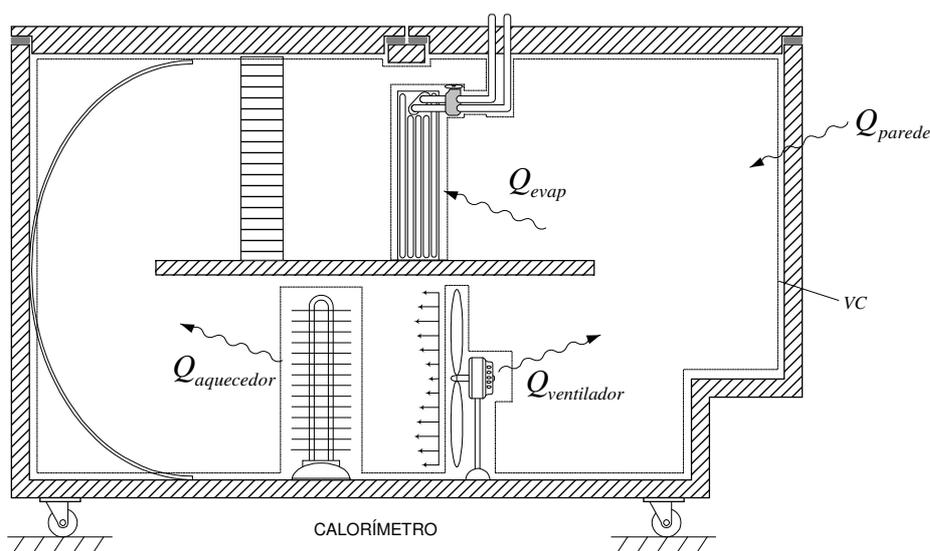


Figura 3-34 – Balanço de energia calorímetro

Tal análise resulta na **Erro! A origem da referência não foi encontrada.**

$$Q_{evap} = Q_{aquecedor} + Q_{ventilador} + Q_{parede} \quad (3-2)$$

O transdutor de potência fornece o calor transmitido pelo aquecedor (resistência elétrica) e no ventilador, enquanto à parcela de transferência pela **Erro! A origem da referência não foi encontrada.** (Piske 2004).

$$Q_{parede} = UA_{parede} (T_{parede, ext} - T_{parede, int}) \quad (3-3)$$

O termo  $UA_{parede}$  é obtido com a **Erro! A origem da referência não foi encontrada.** (Piske 2004)

$$UA_{parede} = 0,0672 \cdot \Delta T_{ext, int} + 4,4872 \quad (3-4)$$

Outra forma de cálculo para o  $Q_{evap}$  é através da diferença de entalpia, conforme

$$Q_{evap} = (h_{s,evap} - h_{e,evap}) \cdot m_r \quad (3-5)$$

Potência de compressão: Potência transferida durante o processo de compressão

$$W_{comp} = (h_{s,comp} - h_{e,comp}) \cdot m_r \quad (3-6)$$

A potência no compressor pode ser obtida também através da medição de torque na célula de carga:

$$W_{comp} = \tau \frac{n\pi}{30} \quad (3-7)$$

Capacidade de condensação: Taxa de calor rejeitado no condensador. Corresponde à soma da capacidade frigorífica e da potência de compressão:

$$Q_{cond} = (h_{s,cond} - h_{e,cond}) \cdot m_r \quad (3-8)$$

Coeficiente de eficácia: Relação entre a capacidade frigorífica ( o que se deseja) e a potência de compressão (o que se gasta):

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W} = \frac{h_{s,evap} - h_{e,evap}}{h_{s,comp} - h_{e,comp}} \quad (3-9)$$

### 3.2.1 Metodologia

Em um sistema de refrigeração os principais parâmetros utilizados para quantificar seu desempenho são a quantidade de calor que o evaporador é capaz de absorver,  $Q_{\text{evap}}$ , a potência consumida no compressor,  $W$ , e a Eficiência do sistema.

Considerando que a bancada experimental é capaz de medir estas variáveis e as principais temperaturas e pressões do sistema as seqüências de ensaios foram divididas em 4 etapas:

#### 1ª Etapa: Definição da carga de gás

Esta primeira fase dos ensaios é fundamental, pois determina a quantidade de fluido ideal para o sistema, e será utilizada para as outras etapas.

O procedimento consiste em realizar um ensaio inicial com o mínimo de fluido para a operação do sistema, neste caso 300 g. Em seguida são realizados ensaios com incremento de 50 g de gás entre eles.

Os principais parâmetros que devem ser avaliados nesta etapa são:

1. Pressão de descarga ( $P_{\text{des}}$ )

Medido diretamente através do transdutor de pressão.

2. Temperatura do ar após o evaporador ( $T_{\text{s,ar,seco}}$ )

Medição com o termopar com bloco de cobre.

3. Grau de sub-resfriamento

As medições de  $T_{\text{s,cond}}$  e  $P_{\text{s,cond}}$  fornecidas pelo sistema de aquisição permitem pela **Erro! A origem da referência não foi encontrada.** calcular o grau de sub-resfriamento ocorrido no condensador.

$$T_{SR} = T_{\text{sat}}(P_{\text{s,cond}}) - T_{\text{s,cond}} \quad (3-10)$$

#### 2ª Etapa: Variação da Rotação do compressor

Pelo fato do compressor estar ligado ao motor do automóvel por uma correia é evidente que estará sujeito à mesma variação de rotação imposta pelo motorista, portanto é importante analisar qual a influência causada no sistema A/C.

Este ensaio é realizado fixando uma temperatura de 40°C no ambiente em que se encontra o condensador e uma temperatura de 20°C no ar que entra no evaporador.

Foi utilizada a seguinte variação de rotação no compressor: 1019, 1508, 2021 e 2490 rmp.

3ª Etapa: Variação da temperatura ambiente do condensador.

As variações climáticas interferem diretamente no sistema de refrigeração, podendo fazer elevar sua pressão consideravelmente, portanto este é outro item importante a ser analisado. Neste caso foi utilizado uma temperatura na entrada do evaporador de 20°C, para uma frequência de rotação de 2021 rpm no compressor e a temperatura do ar no condensador variando de 20 a 40 °C, com intervalos de 5°C.

4ª Etapa: Variação da temperatura do ar na entrada do evaporador

Para simular uma condição climática real a temperatura do ambiente externo (câmara climatizada) foi fixada em 35 °C. Para a rotação do compressor foi selecionado um valor correspondente a um veículo em velocidade passeio. Este ajuste foi realizado através do inversor de frequência para uma rotação de 2000 rpm, mas o valor medido com um tacômetro durante os ensaios foi de 2021 rpm.

## **CAPÍTULO 4 - Resultados**

### **4 Introdução**

Os controles utilizados para simular as condições climáticas e de variação de aceleração do veículo possibilitaram a determinação da carga de gás e uma análise do comportamento do A/C para diversas condições de operação.

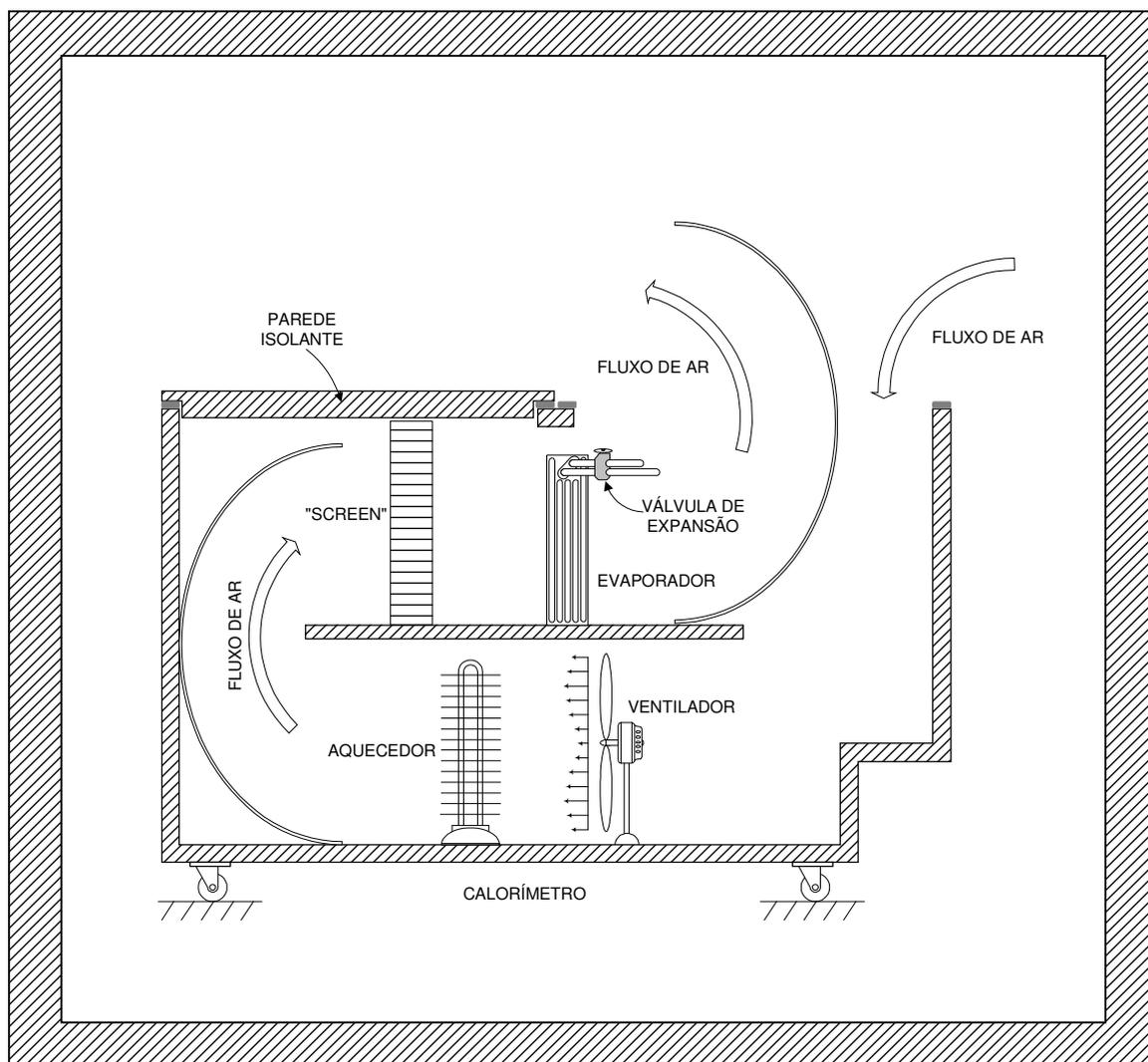
#### **4.1 Definição da Carga de Gás Refrigerante**

As variáveis em questão nesta fase do experimento devem ser avaliadas em regime permanente e sem que a embreagem magnética do compressor seja desativada, o que ocorre quando o termostato detecta uma temperatura próxima de 0 °C na superfície do evaporador.

Para garantir que o compressor funcione continuamente, o evaporador deve estar submetido a uma carga térmica suficiente para evitar que a sua temperatura seja reduzida a 0°C. Portanto, para suprir a limitação do sistema foi realizada uma adaptação na bancada, que permite o aproveitamento do calor gerado pela câmara climatizada.

A alteração consiste na colocação de uma placa após o evaporador que direciona o ar para fora do calorímetro e permite a entrada do ar aquecido pela câmara (Figura 4-1), como não há isolamento na placa, a temperatura do ar que chega na resistência é mais baixa que a da câmara, sendo necessária a utilização da resistência em baixa potência.

## CÂMARA CLIMATIZADA



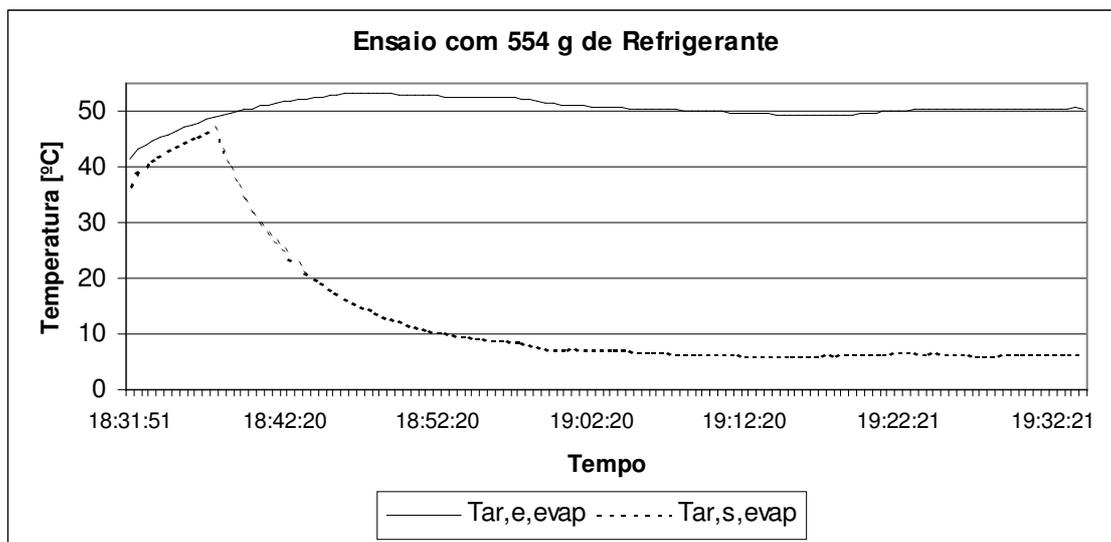
**Figura 4-1 – Adaptação da bancada para definição da carga de gás**

Após esta alteração, iniciaram-se as medições desta etapa com as seguintes condições de temperatura:  $T_{amb,cond} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ar,e,evap} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  e 1019 rpm, que foram suficientes para os ensaios de 300 e 350 g de gás.

A partir de 400 g o termostato interrompeu o funcionamento contínuo do compressor, fazendo-se necessário aumentar a temperatura de entrada no evaporador ( $T_{ar,e,evap}$ ) para  $50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Fica claro que a transferência de calor pelas outras partes do automóvel afetam o funcionamento do A/C, o que não ocorre na bancada devido à parede com isolamento de poliuretano (PUR).

Tomando como exemplo o ensaio feito para 554 g, tem-se o gráfico da Figura 4-2, que apresentou um tempo de aproximadamente 30 minutos para atingir o regime

permanente. Uma pequena oscilação é percebida após este instante, devido a um atraso na estabilização da câmara, que foi corrigido para a realização das outras etapas.



**Figura 4-2 – Gráfico do ensaio com 554 g de gás no sistema**

### A

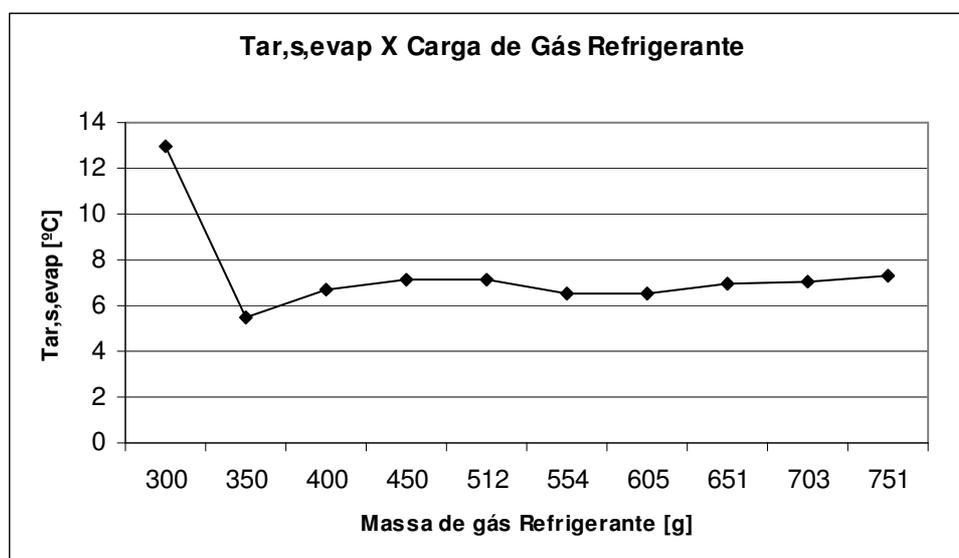
Tabela 4-1 mostra os principais dados obtidos em relação à variação da carga de gás, os quais são utilizados para traçar os gráficos de avaliação dos ensaios.

**Tabela 4-1 – Comparação dos ensaios para definição da carga de gás**

Massa de Refrigerante	Estabilização		Parâmetros de análise		
	$T_{amb,cond}$	$T_{ar,e,evap}$	$T_{ar,s,evap}$	$P_{des}$ [bar]	Sub Resfriamento
300 g	37,0 °C	37,1 °C	12,9 °C	12,7	3,2 °C
350 g	35,6 °C	35,7 °C	5,5 °C	13,7	3,8 °C
400 g	50,9 °C	50,1 °C	6,7 °C	15,9	13,4 °C
450 g	49,4 °C	50,3 °C	7,1 °C	15,1	13,9 °C
512 g	50,7 °C	50,7 °C	7,1 °C	15,4	13,6 °C
554 g	50,4 °C	50,5 °C	6,5 °C	15,8	12,6 °C
605 g	50,1 °C	49,6 °C	6,6 °C	16,3	14,5 °C
651 g	50,0 °C	50,0 °C	7,0 °C	17,9	19,4 °C
703 g	50,0 °C	50,2 °C	7,0 °C	18,9	21,9 °C
751 g	50,5 °C	50,4 °C	7,3 °C	21,7	27,9 °C

Primeiramente é analisada a temperatura do ar que sai do evaporador, que conforme Figura 4-3 possibilita a identificação de uma carga mínima de 400g para ter uma redução considerável da temperatura do ar que entra no veículo. Este ponto de carga é também identificado em alguns sistemas com o visor de fluxo, quando o gás deixa de apresentar bolhas de vapor.

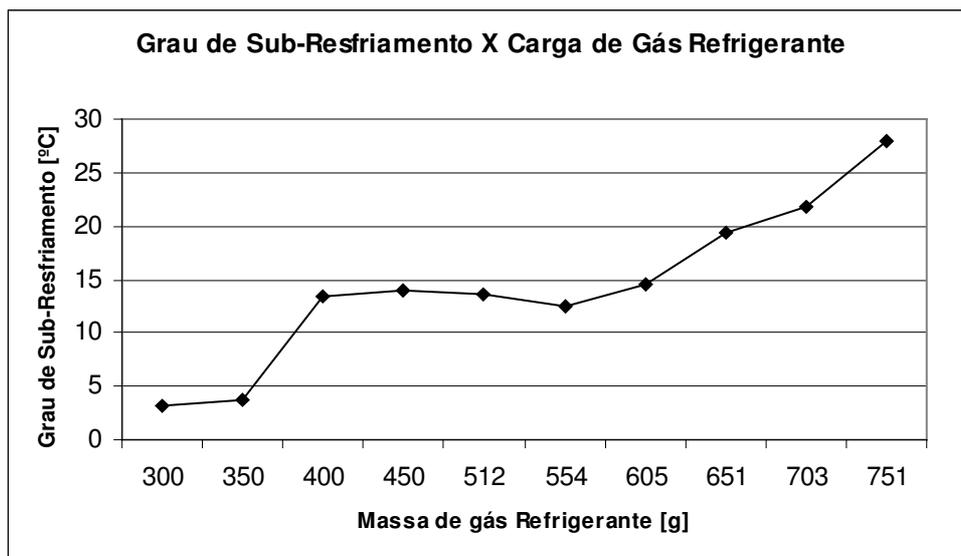
É importante lembrar que os ensaios feitos para 300 e 350 g de gás tiveram a temperatura de entrada no evaporador estabilizadas em aproximadamente 35 °C, por isso a quantidade de 350 g apresenta uma temperatura inferior.



**Figura 4-3 – Temperatura do ar na saída do evaporador X Variação de carga de gás refrigerante ( $T_{ar,cond}=40^{\circ}C$ ,  $rot=1019\ rpm$ ,  $T_{ar,e,evap}=50^{\circ}C$ )**

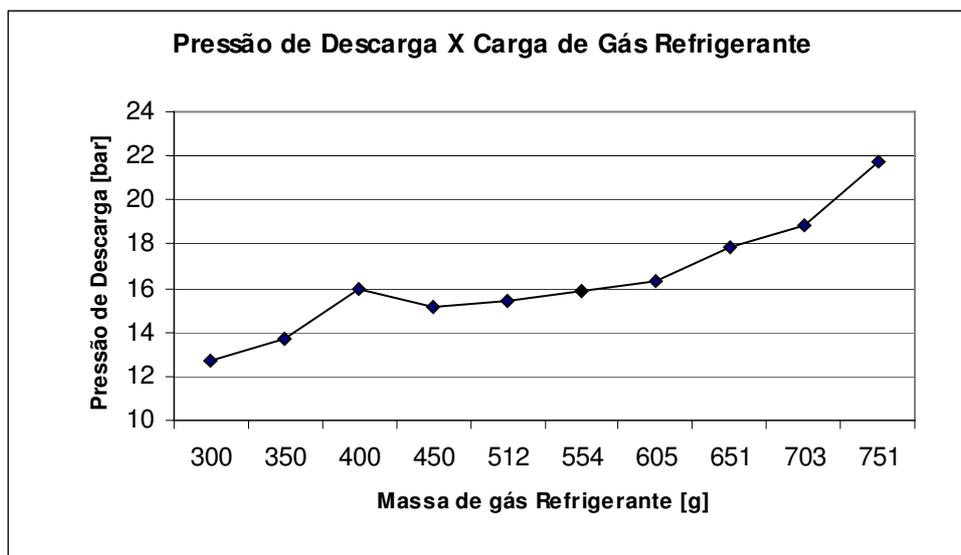
O grau de sub-resfriamento é um importante parâmetro para garantir o bom funcionamento do sistema de refrigeração. Conforme Figura 4-4, observa-se que entre 400 e 605 g o parâmetro em questão apresenta uma pequena variação e após este intervalo sobe gradativamente com o aumento da carga de gás.

Através da análise de um diagrama pressão-entalpia é fácil concluir que quanto maior o grau de sub-resfriamento, maior é o efeito de refrigeração, entretanto, se a quantidade de gás for muito alta o sistema perde eficiência, pois há uma elevação da pressão de descarga no compressor, conforme observado na Figura 4-5.



**Figura 4-4 – Grau de Sub-Resfriamento X Carga de Gás Refrigerante ( $T_{ar,cond}=40^{\circ}C$ ,  $rot=1019\ rpm$ ,  $T_{ar,e,evap}=50^{\circ}C$ )**

Analisando a Figura 4-5 observa-se que a partir de 651 g de refrigerante a pressão de descarga tende à uma elevação progressiva, indicando que a carga ideal de gás já foi ultrapassada. Nota-se também que na faixa de 400 a 605 g a pressão após o compressor varia muito pouco, coincidindo com o intervalo de estabilização do grau de sub-resfriamento.



**Figura 4-5 – Pressão de Descarga X Variação de carga de gás refrigerante ( $T_{ar,cond}=40^{\circ}C$ ,  $rot=1019\ rpm$ ,  $T_{ar,e,evap}=50^{\circ}C$ )**

Considerando que a tubulação do sistema instalada na bancada teve suas dimensões ligeiramente aumentadas é natural que a carga de gás seja um pouco maior que a do sistema original, que é de 530 g.

Na região de líquido a densidade do refrigerante é obviamente maior que no resto do sistema, portanto o tubo que liga o condensador à válvula de expansão é o que mais influencia na carga de gás, e este não sofre grande variação da sua dimensão. Portanto assume-se a carga de 554 g como ideal para a realização dos ensaios para a avaliação dos outros parâmetros.

Pelo fato de ter utilizado o calorímetro com uma das tampas abertas, o cálculo do calor trocado no evaporador não foi possível de se obter, mas na Figura 4-6 é comparada a potência consumida pelo compressor.

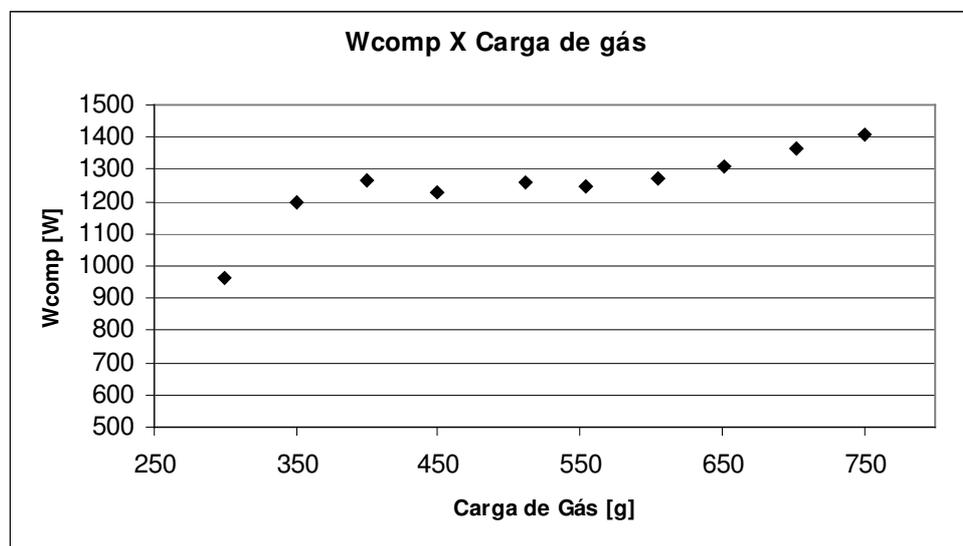


Figura 4-6 – Wcomp X Carga de gás ( $T_{ar,cond}=40^{\circ}C$ ,  $rot=1019\ rpm$ ,  $T_{ar,e,evap}=50^{\circ}C$ )

#### 4.2 Análise do Efeito da Rotação do Compressor

Ao dirigir um carro com um conta-giros no painel é possível observar o comportamento da frequência de rotação do motor variando conforme a necessidade de locomoção. Dentro de uma cidade, por exemplo, as curvas acentuadas, os semáforos e o tráfego intenso conferem uma variação muito grande na rotação do motor. Já em uma estrada, onde as curvas são mais suaves, o automóvel tende a manter uma velocidade mais alta, portanto uma frequência de giro maior no motor, porém com menor variação.

Os sistemas de refrigeração de pequeno porte, refrigerador doméstico e condicionador de ar residencial utilizam normalmente compressores herméticos, que são

acionados por um motor elétrico, isso confere uma rotação constante ao compressor. Já no automóvel, todas as variações comentadas afetam o condicionador de ar, pois o compressor está diretamente ligado ao motor. O contrário também pode ocorrer, o automóvel pode sentir falta da potência gasta pelo compressor, pois esta pode atingir 5% da potência do motor do veículo, em uma ultrapassagem esta diferença pode ser significativa.

O efeito de liga e desliga do compressor de deslocamento fixo implica em uma alternância entre 0 e 100 % da potência de compressão, os compressores variáveis e sistemas de controle eletrônicos foram desenvolvidos para manter o sistema A/C e o próprio veículo funcionando sem variações bruscas.

Os ensaios desta etapa utilizaram o calorímetro com sua configuração inicial, ou seja, com as duas tampas fechadas. As medições realizadas assumem um intervalo mínimo de 10 minutos com o sistema em regime permanente.

**A Erro! A origem da referência não foi encontrada.** e a Tabela 4-3 mostram os resultados obtidos, considerando as variações de rotação de 1019, 1508, 2021 e 2490, estes valores foram medidos diretamente no compressor com um tacômetro portátil.

**Tabela 4-2 – Resultados do ensaio de análise de rotação (parte1)**

rot [rpm]	Qevap[W]	Wcomp [W]	Psuc [bar]	Pdes [bar]	Plíq [bar]	Tsuc [°C]	Tdes [°C]
<b>1019</b>	1068	514	1,6	13,8	12,2	21,0	65,8
<b>1508</b>	1064	394	1,5	14,4	12,4	19,4	68,3
<b>2021</b>	1111	293	1,3	15,1	12,8	18,7	73,7
<b>2490</b>	1100	183	1,0	15,9	13,1	18,4	77,3

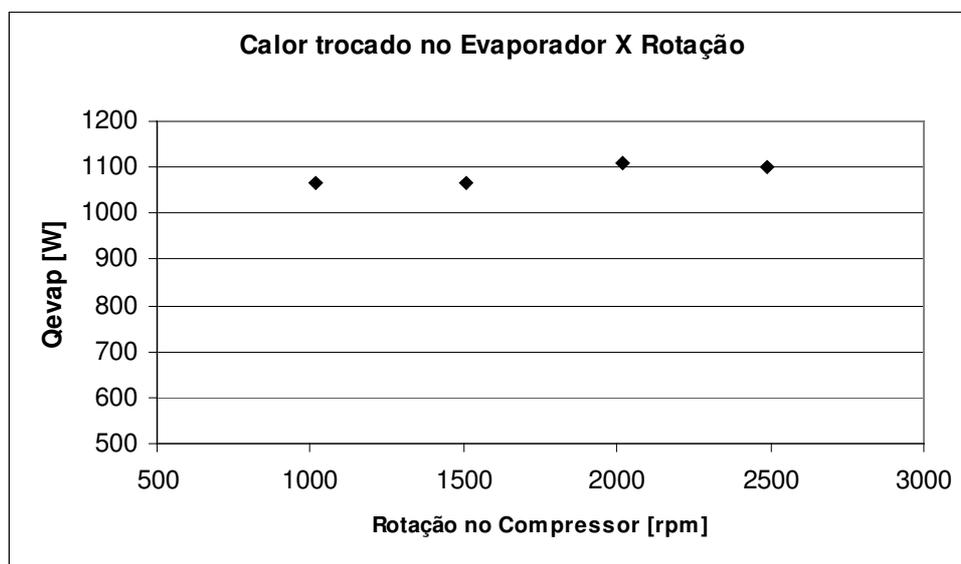
**Tabela 4-3 – Resultados do ensaio de análise de rotação (parte 2)**

rot [rpm]	Te,evap [°C]	Ts,evap [°C]	Te,cond [°C]	Ts,cond [°C]	Tar,e,evap [°C]	Tar,s,evap [°C]	Tamb,cond [°C]
1019	ND	5,5	63,2	42,9	19,9	2,5	40,6
1508	3,3	4,2	66,6	43,5	20,1	3,3	40,5
2021	3,2	3,6	71,8	43,8	20,2	3,1	40,5
2490	3,7	3,8	75,8	43,9	20,3	3,4	40,6

ND: Não disponível

Foram selecionados as mesmas temperaturas do ambiente do condensador ( $T_{amb,cond}=40\text{ °C}$ ) e de entrada do evaporador ( $T_{e,evap}=20\text{ °C}$ ).

A Figura 4-7 mostra que a variação do calor trocado no evaporador teve um pequeno aumento de 1508 para 2021, contrariando o esperado, pois aumentando a rotação do compressor a taxa de compressão volumétrica também se eleva.



**Figura 4-7 – Qevap, X Rotação no compressor ( $T_{ar,cond}=40\text{ °C}$ ,  $T_{ar,e,evap}=20\text{ °C}$ )**

A Figura 4-8 mostra o torque aplicado no compressor diminuindo com o aumento da rotação, o que vai de encontro com a teoria. Tal fato se deve ao sistema de aquisição fazer uma leitura a cada 30 s, tempo suficiente para leitura de temperatura, mas não para a força lida pela célula de carga.

Conforme observado na etapa de determinação de carga de gás, a potência foi determinada de modo satisfatório, pois o evaporador estava recebendo calor suficiente para o compressor não ser desligado pelo termostato. Conforme já comentado, o termostato protege o sistema do congelamento, e neste caso a temperatura de 20 °C no ar de entrada do evaporador fez com que ocorressem vários ciclos de liga e desliga.

Levando em consideração que o torque no compressor é mais alto logo após o acionamento da embreagem magnética, o sistema de medição pode fornecer um valor equivocado. O fato da potência ter apresentado um valor menor para uma maior rotação (Figura 4-8) é explicado pela frequência de ciclos no compressor, pois quanto maior a rotação maior o número de ciclos e maior o intervalo em que o compressor permanece desligado, aumentando a probabilidade da leitura indicar torque nulo.

Este comportamento permite concluir que na Figura 4-7 o calor trocado no evaporador tende a permanecer constante, pois a temperatura do ar de saída do evaporador já tinha atingido seu limite.

Com o intuito de permitir uma medição confiável foi adicionada outra resistência elétrica para aumentar a potência do sistema de aquecimento, mas a estrutura plástica da tampa do calorímetro não permitiu elevar suficientemente a temperatura para impedir os ciclos do compressor.

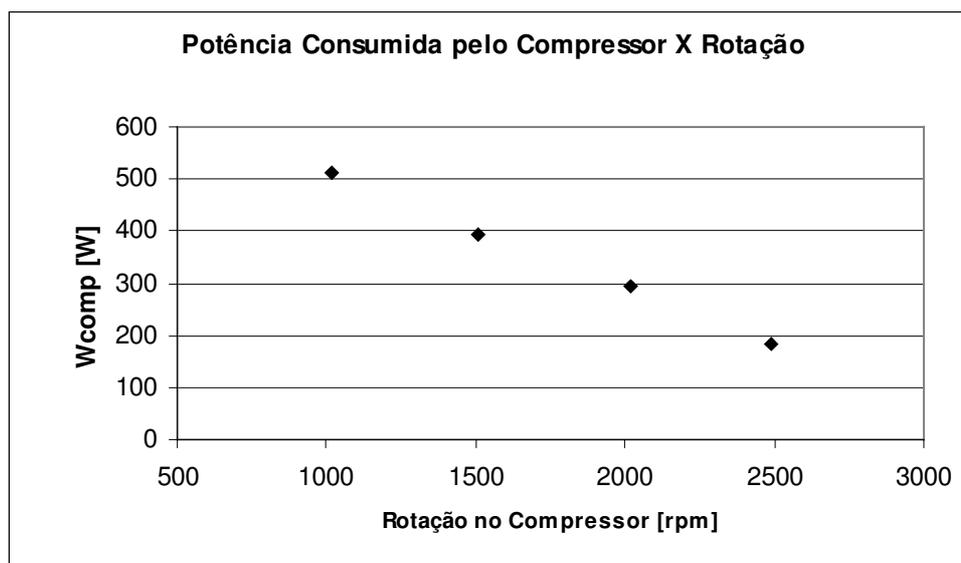
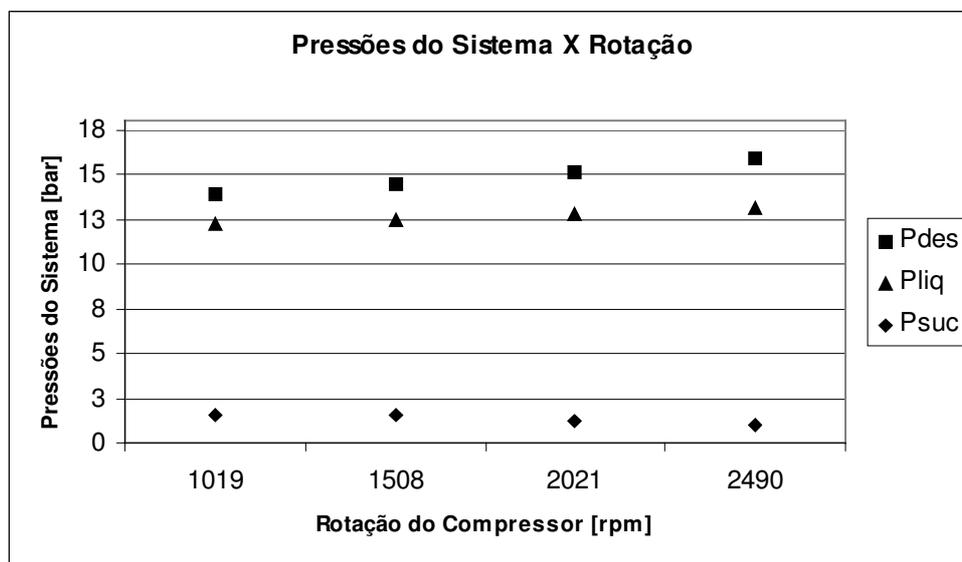


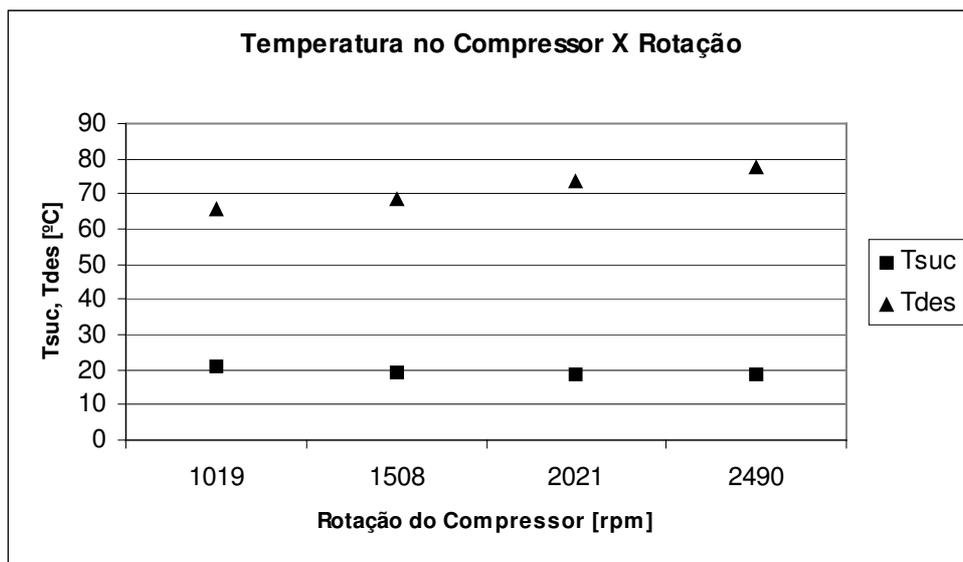
Figura 4-8 –  $W_{comp}$  X Rotação no compressor ( $T_{ar,cond}=40^{\circ}C$ ,  $T_{ar,e,evap}=20^{\circ}C$ )

A Figura 4-9 mostra um aumento na pressão de descarga e na tubulação de líquido, enquanto que a pressão de sucção indica uma discreta diminuição. Isto comprova a discordância comentada anteriormente, pois se há maior pressão na saída do compressor, certamente houve um acréscimo no trabalho consumido.

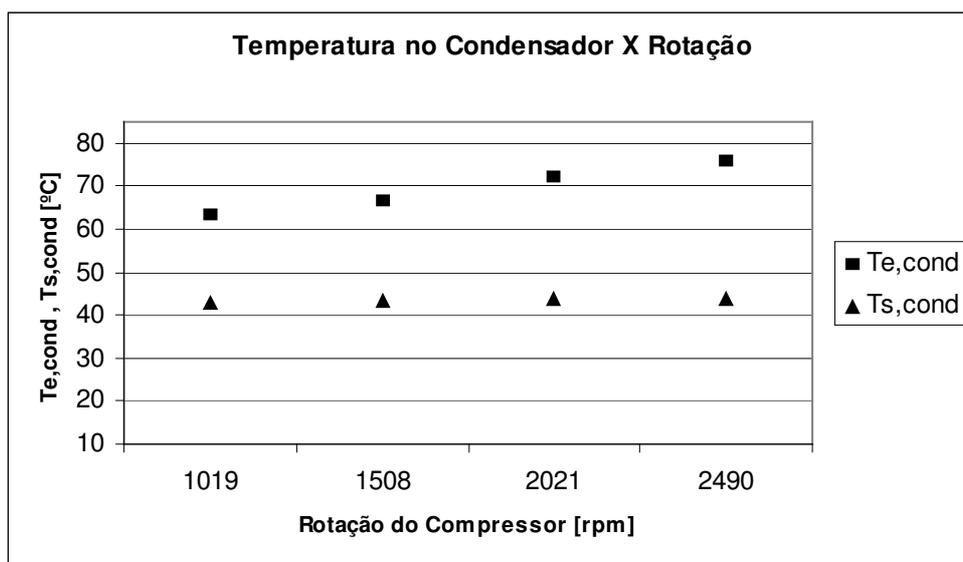


**Figura 4-9 – Pressões do sistema X rotação no compressor ( $T_{ar,cond}=40^{\circ}C$ ,  
 $T_{ar,e,evap}=20^{\circ}C$ )**

Para complementar a análise do gráfico anterior, a Figura 4-10 e a Figura 4-11 mostram o comportamento das temperaturas de entrada e saída no compressor e condensador respectivamente. O aumento da temperatura na tubulação de descarga ( $T_{des}$  e  $T_{e,cond}$ ), região em que o refrigerante se encontra no estado de vapor super aquecido, acompanha o aumento de pressão na descarga visto na Figura 4-9.

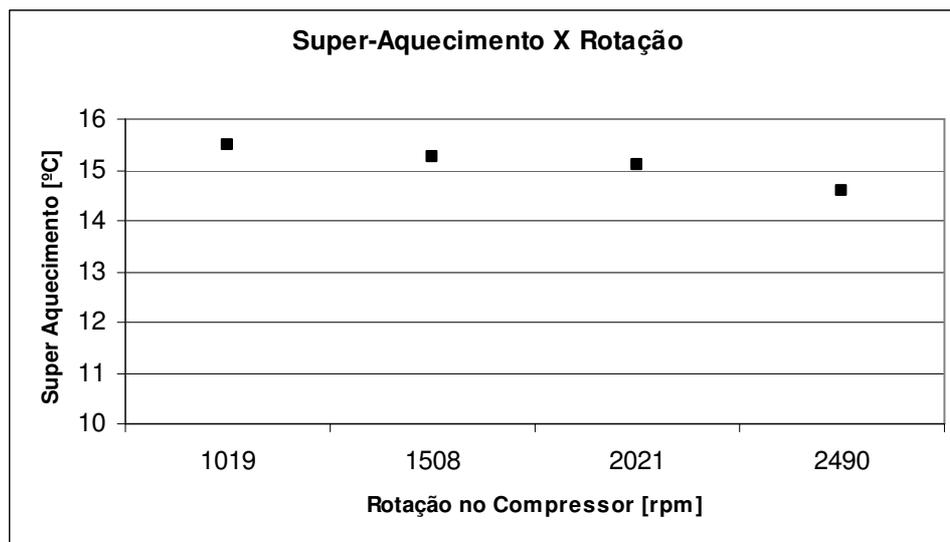


**Figura 4-10 – Temperatura no compressor X Rotação no compressor**



**Figura 4-11 – Temperatura no condensador X Rotação no compressor**

A Figura 4-12 indica o super-aquecimento do fluido refrigerante na mangueira de sucção, que sofre grande influência da temperatura ambiente simulada pela câmara. Observa-se que o aumento da rotação aumenta e reduz a pressão de sucção e reduz o grau de super-aquecimento.



**Figura 4-12 – Temperatura no condensador X Rotação no compressor**

#### **4.3 Análise do efeito da Temperatura no Ambiente do Condensador**

Em estabelecimentos comerciais onde há produtos que necessitam de refrigeração recomenda-se que o refrigerador permaneça em um local arejado, pois é preciso facilitar a troca térmica no condensador. Em um automóvel este fato não é menos importante, novamente utilizando o exemplo do trânsito da cidade, onde o automóvel pára diversas vezes a troca térmica é garantida pelo eletro-ventilador que promove o fluxo de ar através do trocador de calor, enquanto em uma rodovia o fluxo de ar se dá pelo próprio movimento do veículo.

Além da circulação do ar as condições climáticas influenciam no funcionamento do sistema, a câmara do LST é capaz de simular o efeito da temperatura do ar.

A Tabela 4-4 e a Tabela 4-5 mostram os principais resultados obtidos nos ensaios desta etapa.

**Tabela 4-4 – Resultados do ensaio de análise da Temperatura no Ambiente do Condensador (parte 1)**

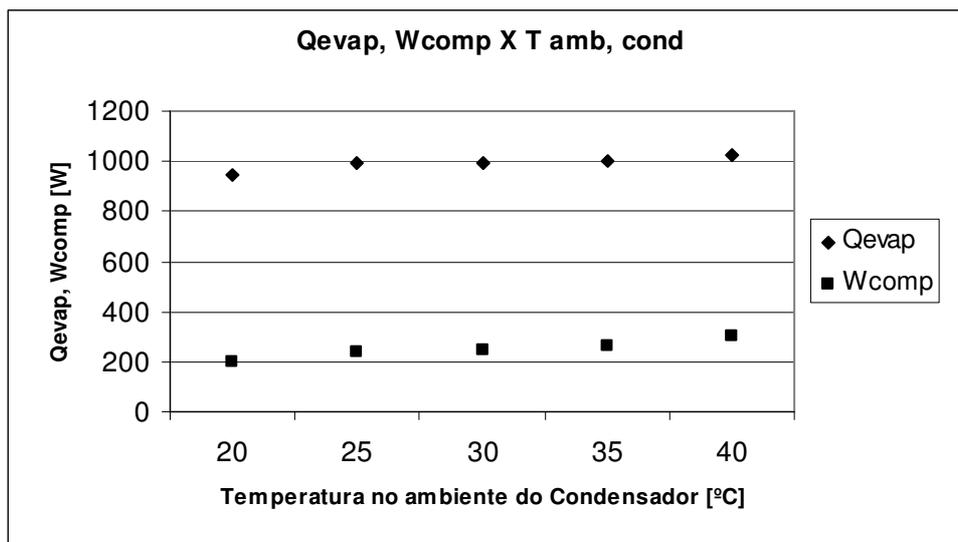
Tamb,cond	Qevap[W]	Wcomp [W]	Psuc [bar]	Pdes [bar]	Plíqu [bar]	Tsuc [°C]	Tdes [°C]
<b>20 °C</b>	949	197	1,0	10,8	7,3	9,4	47,0
<b>25 °C</b>	990	237	1,2	11,8	8,7	14,0	53,1
<b>30 °C</b>	991	247	1,1	12,7	9,7	13,9	59,8
<b>35 °C</b>	1004	263	1,3	14,0	11,7	21,9	65,8
<b>40 °C</b>	1025	303	1,4	15,2	13,2	23,9	71,8

**Tabela 4-5 – Resultados do ensaio de análise da Temperatura no Ambiente do Condensador (parte 2)**

Tamb,cond	Te,evap [°C]	Ts,evap [°C]	Te,cond [°C]	Ts,cond [°C]	Tar,e,evap [°C]	Tar,s,evap [°C]	Tamb,cond [°C]
<b>20 °C</b>	2,7	1,7	45,6	23,5	20,0	5,1	21,2
<b>25 °C</b>	3,0	2,9	51,5	28,0	20,0	4,0	25,1
<b>30 °C</b>	2,9	2,1	58,2	33,4	20,2	4,5	30,9
<b>35 °C</b>	4,0	4,1	64,6	37,8	20,0	4,7	35,3
<b>40 °C</b>	4,3	4,7	70,9	43,2	20,0	4,8	40,6

A Figura 4-13 mostra que a variação do Calor trocado no evaporador aumentou com o acréscimo da temperatura ambiente no compressor. Apesar das questões colocadas sobre a medição na célula de carga, neste caso mostrou um resultado bem comportado e de acordo com o que era esperado: o compressor consome maior trabalho para possibilitar uma maior troca térmica no evaporador, considerando que a temperatura do ar de entrada no evaporador permanece em 20 °C.

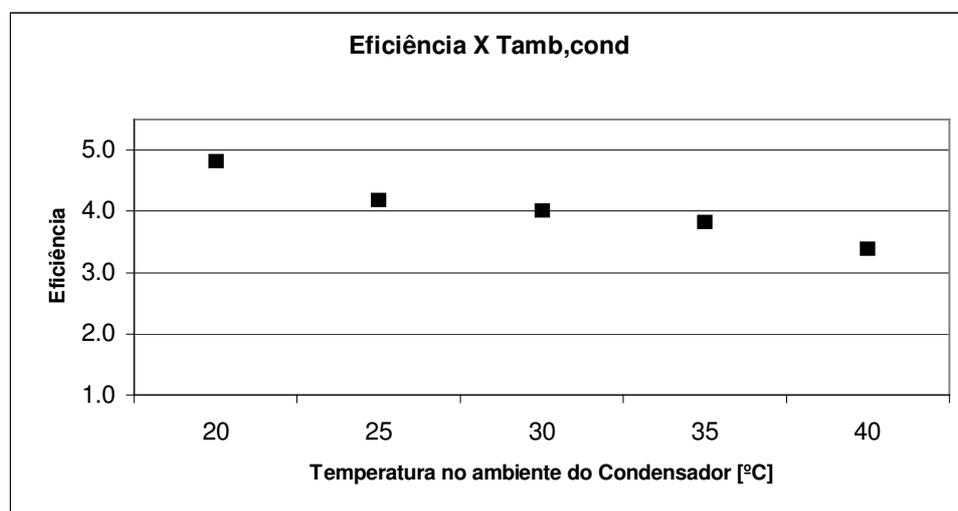
O que explica o bom funcionamento da célula de carga é que os ensaios foram feitos com a mesma rotação.



**Figura 4-13 – Qevap, Wcomp X Temperatura no ambiente do condensador**  
*( $T_{ar,e,evap}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 2021 rpm )*

Nesta etapa com o valor do trabalho consumido é possível analisar a eficiência do sistema através do COP, mostrado na Figura 4-14, onde nota-se que o condicionador fica menos eficiente quando a temperatura no condensador é aumentada.

É possível então concluir que em dias muito quentes um automóvel pode perder mais potência de seu motor para manter o sistema de climatização funcionando.



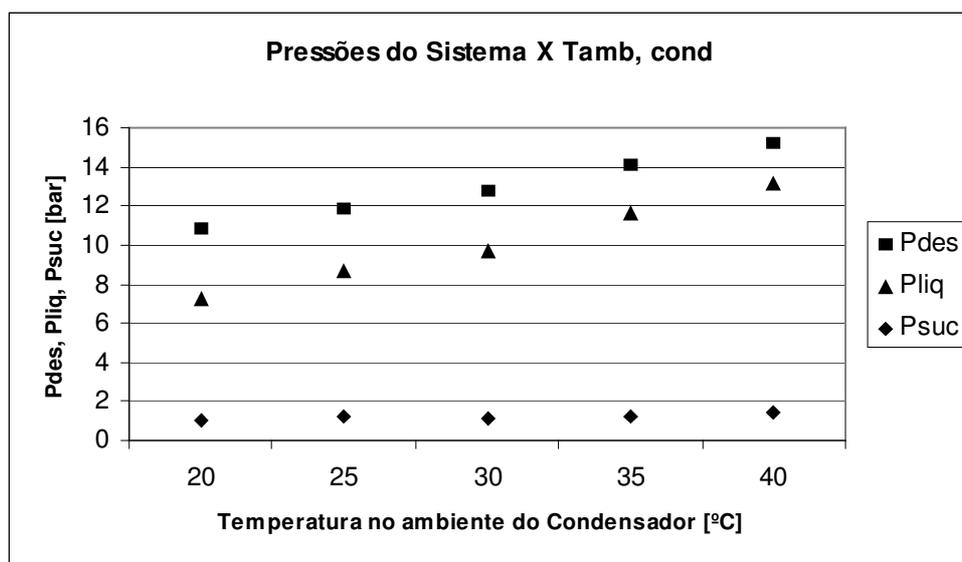
**Figura 4-14 – COP X Temperatura no ambiente do condensador** ( $T_{ar,e,evap}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 2021 rpm )

Apesar de ficar mais evidente, a potência extraída do motor não é o único parâmetro importante, mas também a pressão de descarga. Caso algum problema venha

a acontecer com o eletro-ventilador e o fluxo de ar no condensador for prejudicado, a pressão de descarga pode atingir um valor muito alto, acionando o sistema de segurança composto por uma válvula de alívio no compressor, que libera uma mistura de gás e óleo, e o pressostato corta a alimentação da embreagem magnética. Mas em condições normais, a temperatura do ambiente em que se encontra o condensador pode chegar até 40 °C estando longe da pressão limite de operação, conforme pode ser observado na Figura 4-15. O modelo correspondente do qual foi adquirido o sistema pode operar normalmente até aproximadamente 20 bar, enquanto sua pressão crítica é de 30 bar.

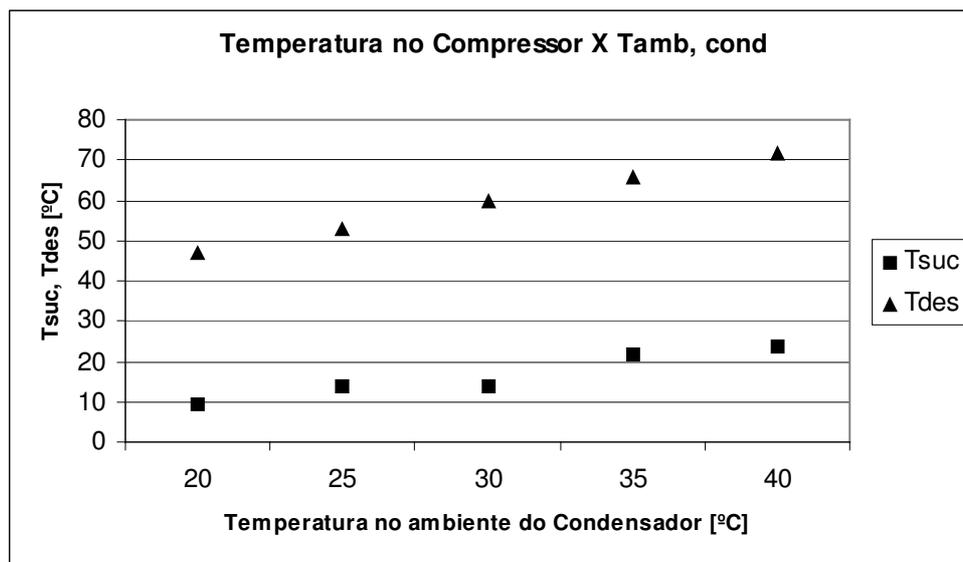
Como a temperatura do ar de entrada no evaporador utilizado foi de 20 °C, a pressão máxima de descarga permaneceu mais baixa.

A Figura 4-15 também mostra que a região de baixa pressão se mantém constante. Neste caso a válvula de expansão desempenha sua função regulando a quantidade de gás refrigerante que entra no evaporador.

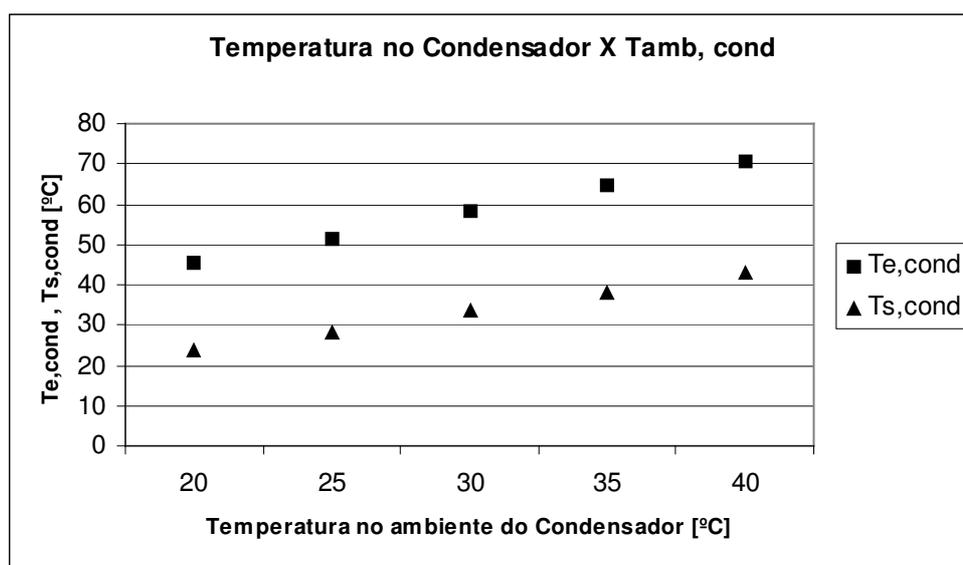


**Figura 4-15 – Pressões do sistema X Temperatura no ambiente do condensador**  
*( $T_{ar,e,evap}=20\text{ °C}$ , 2021 rpm )*

Observa-se na Figura 4-16 e na Figura 4-17 que as temperaturas de entrada e saída do compressor e condensador acompanham o aumento da temperatura ambiente no condensador.



**Figura 4-16 – Temperatura no Compressor X Temperatura no ambiente do condensador ( $T_{ar,e,evap}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 2021 rpm )**



**Figura 4-17 – Temperatura no Compressor X Temperatura no ambiente do condensador ( $T_{ar,e,evap}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 2021 rpm )**

O grau de super-aquecimento relacionado à parte externa ao evaporador recebe calor diretamente do ambiente interno da câmara, portanto é natural que sofra influência direta, aumentando conforme aumenta a temperatura no ambiente do condensador (Figura 4-18).

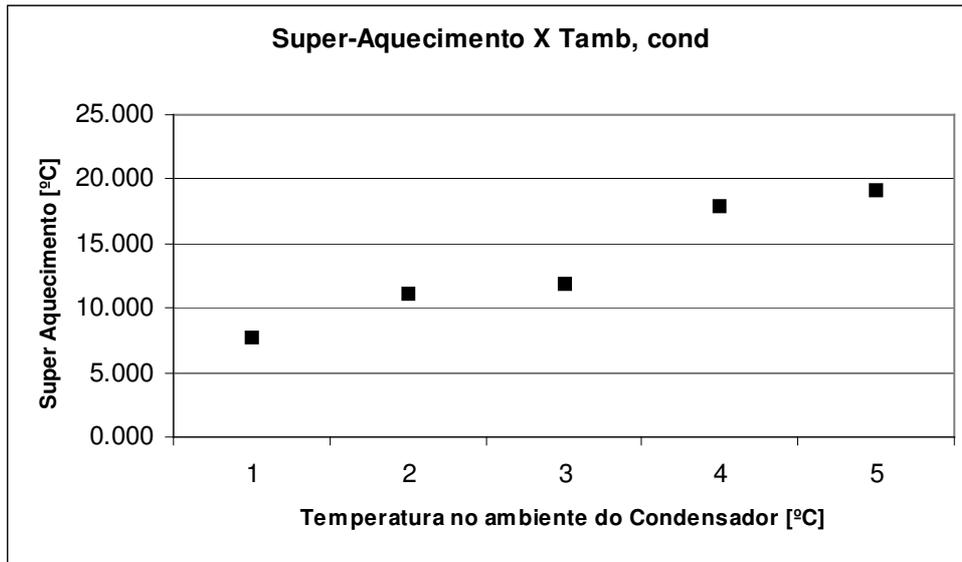


Figura 4-18 – Grau de Super aquecimento X Temperatura no ambiente do condensador ( $T_{ar,e,evap}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 2021 rpm )

#### 4.4 Análise do efeito da Temperatura do Ar de Entrada no Evaporador

Refrigeradores domésticos possuem o evaporador posicionado na parte superior, e por convecção natural acontece a troca térmica. Já os condicionadores de ar automotivos necessitam que haja convecção forçada para através de um ventilador, e para garantir que isso ocorra, existe um sistema de controle elétrico que aciona simultaneamente o compressor e o ventilador interno do veículo.

A temperatura do ar que entra no veículo é a principal fonte de calor que atua no sistema de climatização, por isso este ensaio visa avaliar a influência deste fator.

A Tabela 4-6 e a Tabela 4-7 mostram os principais resultados obtidos nesta etapa do experimento.

**Tabela 4-6 – Resultados do ensaio de análise da Temperatura do Ar na entrada do Evaporador (parte 1)**

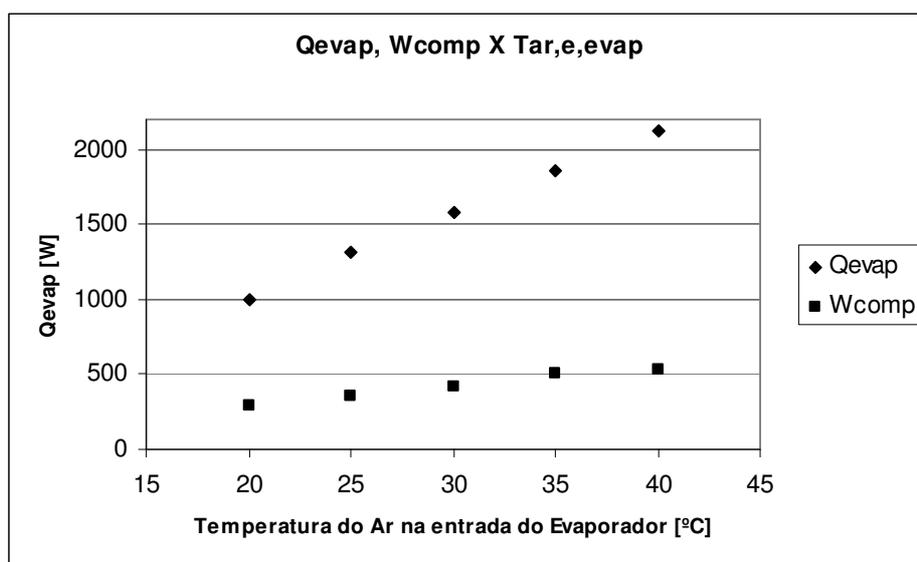
Tar,evap	Qevap[W]	Wcomp [W]	Psuc [bar]	Pdes [bar]	Plíq [bar]	Tsuc [°C]	Tdes [°C]
20 °C	1001	285	2,1	11,7	9,7	22,0	65,2
25 °C	1309	359	2,0	12,1	10,2	20,5	71,6
30 °C	1583	421	1,9	12,8	10,9	17,8	78,3
35 °C	1857	506	1,8	13,4	11,6	16,1	82,4
40 °C	2125	528	1,8	14,0	12,2	14,2	84,8

**Tabela 4-7 – Resultados do ensaio de análise da Temperatura do Ar na entrada do Evaporador (parte 2)**

Tar,evap	Te,evap [°C]	Ts,evap [°C]	Te,cond [°C]	Ts,cond [°C]	Tar,e,evap [°C]	Tar,s,evap [°C]	Tamb,cond [°C]
20 °C	4,3	4	64,4	38,1	20,1	4,6	35,9
25 °C	3,8	4,8	70,2	38,9	25,0	4,2	36,2
30 °C	3,4	5,3	76,7	40,0	30,0	4,6	35,7
35 °C	3,2	6,3	80,8	41,2	35,1	3,7	36,4
40 °C	3,2	6,7	82,8	42,0	40,0	5,1	36,2

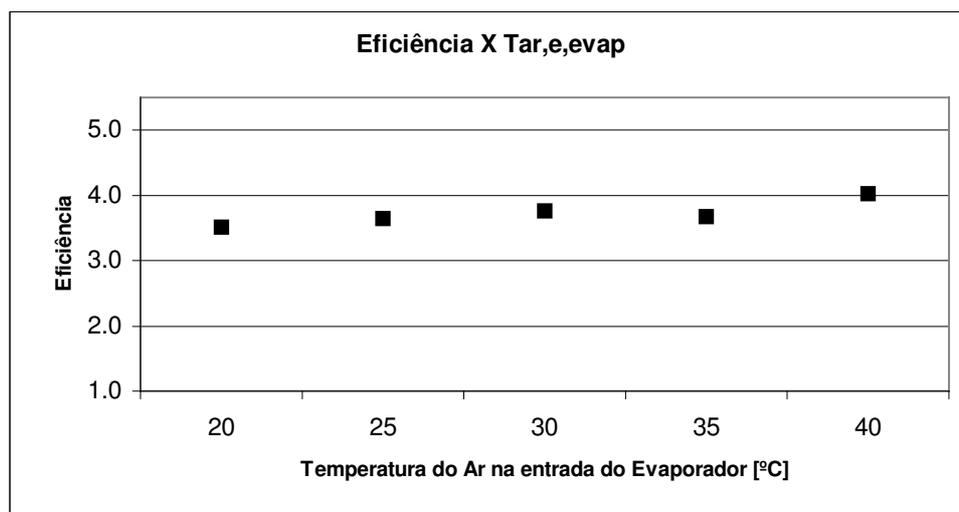
Ao aumentar a potência da resistência para variar a temperatura do ar de entrada no evaporador, evidente mente tem-se um aumento na diferença de temperatura do ar e da superfície do evaporador, isso implica em um aumento de calor trocado no evaporador, conforme Figura 4-19. Nesta mesma figura nota-se o trabalho consumido no compressor.

Também pode ser observado a medição do trabalho no compressor, que aumenta em menor proporção quando comparado ao calor trocado no evaporador.



**Figura 4-19 – Qevap, Wcomp X Temperatura na entrada do Evaporador ( $T_{amb,cond}=35$  °C, 2021 rpm )**

Avaliando o COP para esta etapa nota-se um pequeno aumento da eficiência do sistema em relação ao aumento da temperatura do ar de entra no evaporador.



**Figura 4-20 – COP X Temperatura na entrada do Evaporador ( $T_{amb,cond}=35$  °C, 2021 rpm )**

A Figura 4-21 mostra o aumento de pressão de descarga e na tubulação de líquido. A Pressão de sucção permanece praticamente constante novamente devido à atuação da válvula de expansão auto ajustável.

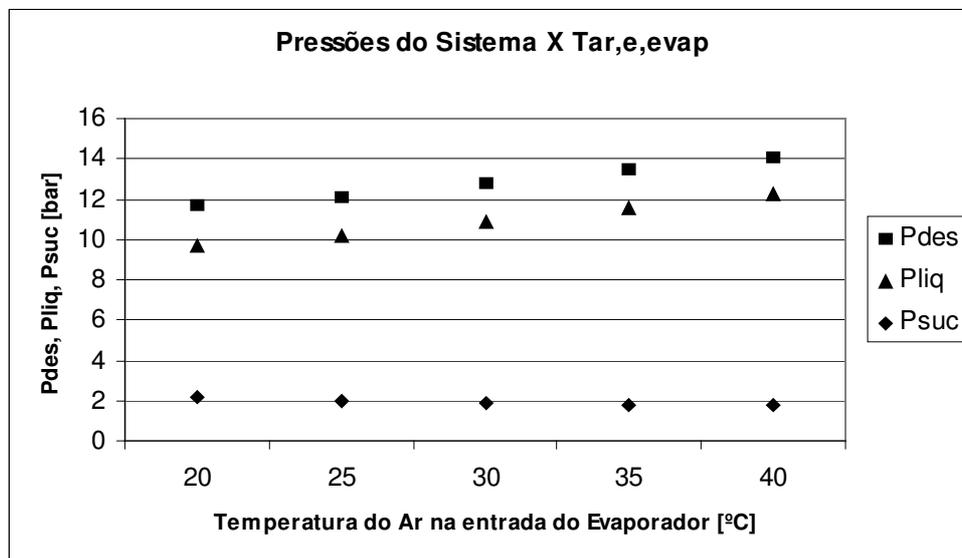


Figura 4-21 – Pressões do sistema X Temperatura na entrada do Evaporador

( $T_{amb,cond}=35\text{ °C}$ , 2021 rpm)

A elevação da temperatura de descarga, mostrada na Figura 4-22, é resultado do acréscimo do trabalho no compressor, enquanto a queda da temperatura de sucção é resultado do aumento do calor trocado no evaporador.

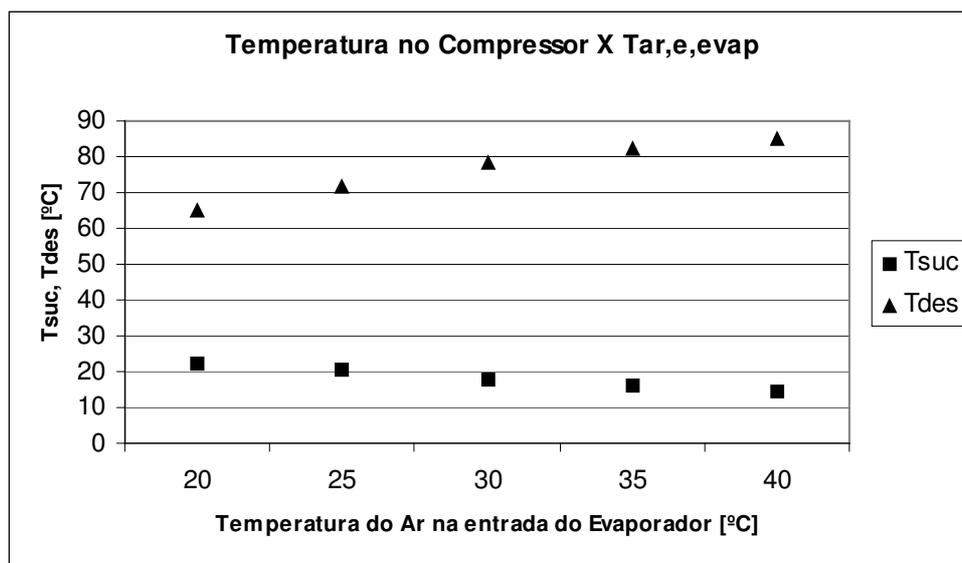
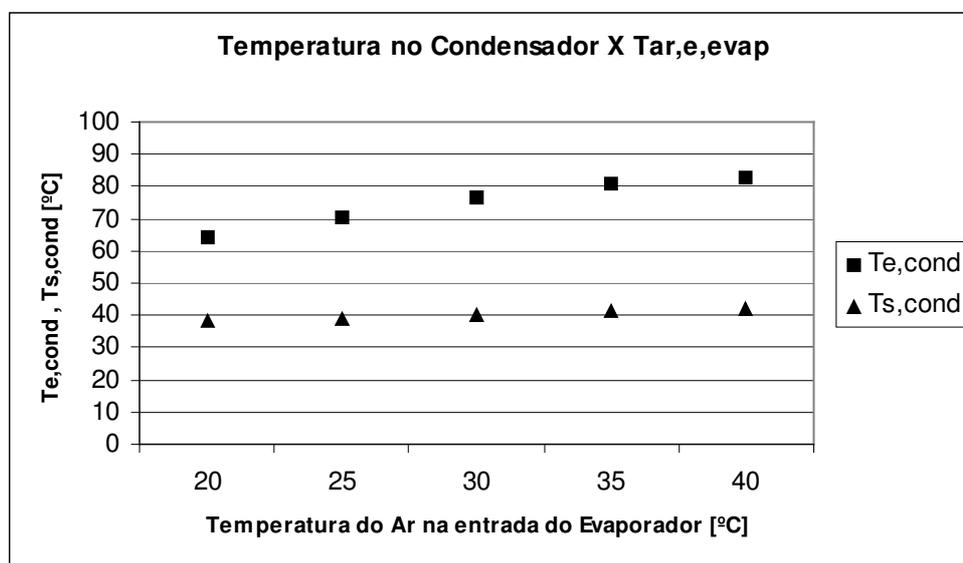


Figura 4-22 – Temperatura no Compressor X Temperatura na entrada do Evaporador

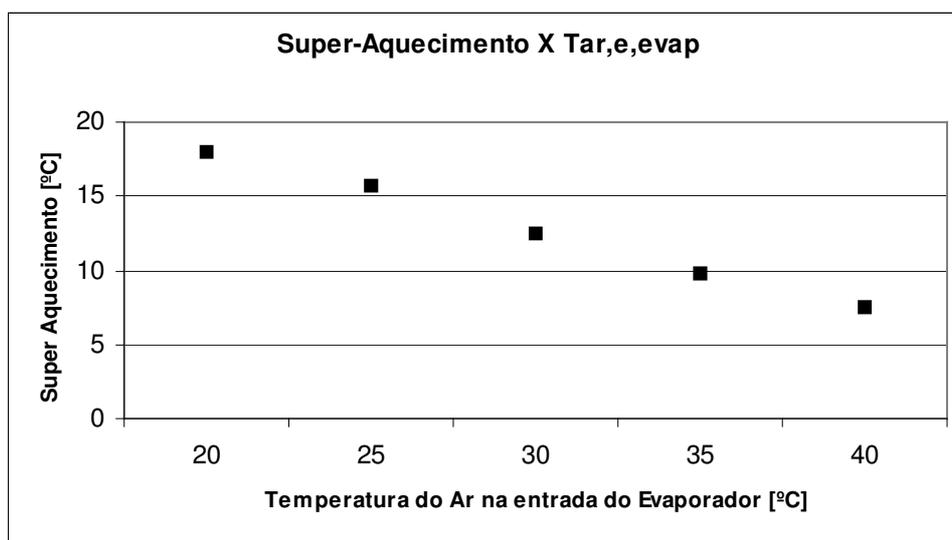
( $T_{amb,cond}=35\text{ °C}$ , 2021 rpm)

O aumento de pressão e temperatura de descarga, obviamente fornece gás refrigerante com maior temperatura na entrada do condensador (Figura 4-23), entretanto este componente com sistema de sub-resfriamento se mostra bastante eficiente ao manter a temperatura de saída praticamente constante.



**Figura 4-23 – Temperatura no Condensador X Temperatura na entrada do Evaporador ( $T_{amb,cond}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 2021 rpm )**

O grau de super aquecimento mostra está caindo com o aumento da temperatura do ar de entrada, o que favorece o rendimento do sistema.



**Figura 4-24 – Grau de Super aquecimento X Temperatura na entrada do Evaporador ( $T_{amb,cond}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 2021 rpm )**

## CAPÍTULO 5

### 5 Considerações Finais

De acordo com o propósito inicial do projeto da bancada experimental conclui-se, através dos resultados obtidos, que os objetivos foram atingidos de forma satisfatória.

Considerando que a bancada utilizou recursos já disponíveis na PUCPR e componentes cedidos pela Denso do Brasil, fica caracterizado um projeto de baixo investimento

Apesar da divergência ocorrida no ensaio de análise da rotação do compressor, o sistema de medição de torque se mostrou eficiente nos demais casos, principalmente na determinação da carga de gás, que possuía condições ideais para a medição. Para sanar qualquer dúvida, aconselha-se utilizar um sistema de medição paralelo, com intervalos bem menores de medição. Outra alteração interessante é acoplar o motor diretamente na polia do compressor, evitando o efeito de deslizamento da correia.

Utilizando um transdutor de potência é possível medir o quanto consome o motor elétrico e multiplicando pelo rendimento tem-se um parâmetro de comparação para o sistema de medição de torque utilizado neste trabalho.

Quanto aos resultados apresentados pelos sensores de temperatura é possível obter medições com maior precisão tomando o exemplo de lanella (1998), que inseriu o termopar dentro da tubulação de gás utilizando um tubo de pequeno diâmetro.

Os transdutores de pressão apresentaram inicialmente problemas de vazamento, que foi resolvido refazendo o bloco conector com um rebaixo para o encaixe da arruela de vedação, uma melhoria neste caso seria acrescentar mais um ponto de medição na região de baixa, podendo comparar a pressão de saída do evaporador com a de entrada do compressor.

Apesar de testar o equipamento de medição de vazão antes de instalar no sistema de climatização, o erro apresentado não pôde ser corrigido a tempo, mas talvez após uma nova configuração seja possível colocá-lo em teste e determinar alguns parâmetros que não foram avaliados, como o calor trocado no condensador.

A análise de rotação no compressor evidenciou a limitação de capacidade do calorímetro, pois sem a ciclagem do compressor a medição do trabalho consumido seria realizada de forma adequada. Considerando que atualmente o Laboratório de Sistemas Térmicos possui duas câmaras é possível deixar o evaporador em uma delas e o condensador e compressor em outra, fazendo uma análise de transferência de calor latente e calor sensível.

Quanto à estabilização da temperatura no ambiente do condensado, a câmara climatizada mostrou-se eficaz, tanto no sistema de aquecimento como no de refrigeração, que foi utilizado para atingir as baixas temperaturas e para compensar o calor transferido pelo compressor ao ambiente da câmara.

Já o controle da temperatura de entrada no evaporador foi regulado manualmente, o que dificulta a realização do ensaio. O ideal seria implementar uma placa de controle de potência automática.

O motor utilizado na bancada pode ser substituído por um mais potente, capaz de realizar ensaios com frequência de rotações superiores às utilizadas.

O comportamento do sistema de condicionamento de ar utilizado mostrou um bom funcionamento, especialmente no que se refere a eficiência dos trocadores de calor e no bom funcionamento da válvula de expansão.

No que compete à montagem da bancada é importante ressaltar que conhecimentos de fixação e usinagem em aço são importantes para a fixação dos componentes, pois a estrutura deve absorver as vibrações causada pelo motor elétrico e compressor. A necessidade de adaptar as tubulações do sistema requer uma considerável experiência em usinagem e brasagem de alumínio, pois problemas de vazamento são comuns e prejudicam diretamente os resultados dos ensaios.

Uma continuação interessante para o projeto seria substituir o compressor de capacidade fixa por um de capacidade variável comandado eletronicamente, talvez haja a possibilidade de se obter bons resultados com a utilização de técnicas de controle tradicionais como o PID (Proporcional Integral e Derivativo) ou com controle avançado com o Controlador "Fuzzy". Ou então repetir a implementação apresentada por Xuquan et al. (2003) que utilizaram técnicas de controle em uma válvula de expansão com controle eletrônico.

## REFERÊNCIAS

ALTHOUSE, A. D.; TURNQUIST, C. H.; BRACCIANO, A. F. **Modern Refrigeration and Air Conditioning**. Tinley Park: Goodheart - Willcox, 1996

COSTA, E. C. da **Refrigeração**. 3 ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1994.

Denso. Tlp. In: **Figuras**. Disponível em: <<http://www.denso.com.sg>>. Acesso em 12 de setembro 2005.

Global Denso. In: **Gás Refrigerante**. Disponível em: <<http://www.globaldenso.com.br>>. Acesso em 10 de agosto 2005.

IANELLA, M. R. **Avaliação teórico-experimental de um sistema de ar condicionado automotivo**. Dissertação (Mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo. São Carlos, 1998.

JABARDO, J.M.S.; MAMANI, W. G.; IANELLA; M.R. *Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor*. In: **International Journal of Refrigeration**. January 2001.

KAYNAKLI, O; HORUS, I. An experimental analysis of automotive air conditioning system. **Int. Comm. Heat Mass Transfer**, Vol. 30, n 2, USA: Elsevier Science, 2003

LI, X.; CHEN J.; CHEN Z.; LIU W.; HU W.; LIU X. *A new method for controlling refrigerant flow in automobile air conditioning*. In: **Applied Thermal Engineering** November 2003.

ORESTEN, L.F. **Implementação do Sistema de Medição de uma Câmara Climatizada**. Monografia (Graduação). Curso de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Pontifícia Universidade Católica do Paraná. Curitiba, 1999.

PISKE, A.C. **Desenvolvimento de um calorímetro para avaliação de evaporadores**. Dissertação (Mestrado). Curso de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Pontifícia Universidade Católica do Paraná. Curitiba, 2004.

STOECKER, W.F.; JONES, J.W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1994.

STOECKER, W.F.; JABARDO, J.M.S. **Refrigeração Industrial**. São Paulo: McGraw-Hill Ltda, 1985.

WATANABE, S. (sup.) **Automotive Air-conditioning**. Japan: Denso, 2002.

YAMANE, E.; SAITO, H. **Tecnologia do condicionamento de ar**. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1986.