

CAMILA DA SILVA CASTRO

INFLUÊNCIA DA ROTAÇÃO NO DESEMPENHO DE UM
CONDICIONADOR DE AR AUTOMOTIVO

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Otto Beyer

Porto Alegre
2010



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

**INFLUÊNCIA DA ROTAÇÃO NO DESEMPENHO DE UM CONDICIONADOR
DE AR AUTOMOTIVO**

CAMILA DA SILVA CASTRO

**ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS
PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
ENGENHEIRO(A) MECÂNICO(A)
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. PAULO SMITH SCHNEIDER
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. PEDRO BARBOSA MELLO
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. SÉRGIO LUIZ FREY
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre
2010

de modo especial, ao Marcio que sempre esteve ao meu lado durante a
faculdade, e aos meus pais por todo apoio e dedicação

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. Paulo Otto Beyer* pela sua paciência, tempo dispensado na orientação, incentivo e oportunidade de aprendizado.

Aos meus pais *Ricardo e Magda* e a minha irmã, *Ana Paula*, por acreditarem sempre no meu potencial.

Aos professores e funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica por terem colaborado em minha formação.

Aos meus amigos e familiares, pelo apoio e incentivo neste momento.

A coisa mais bela que podemos experimentar é o mistério. É a fonte de toda arte e ciências
verdadeiras
Albert Einstein

CASTRO, C. S. **Influência da rotação no desempenho de um condicionador de ar automotivo**. 2010. 17f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010

RESUMO

O presente trabalho apresenta um estudo experimental em um condicionador de ar automotivo, onde a rotação do compressor é alterada, com a finalidade de avaliar os parâmetros de funcionamento afetados quando são utilizadas diferentes rotações. Para monitorar suas variáveis, o sistema de ar condicionado de um veículo corsa *hatch* 1.4 é instrumentado com sensores de temperatura, um manômetro digital e um tacômetro digital. O trabalho é iniciado pelo processo de calibração e posteriormente são obtidas as medições das variáveis. São feitas análises psicrométricas do ar e do ciclo de refrigeração. Os resultados experimentais mostram o comportamento real do ciclo de refrigeração. Obtêm-se uma queda do desempenho do ar condicionado e uma redução do coeficiente de performance com o aumento da rotação. A rotação do compressor exerce influência no desempenho de um sistema de condicionamento de ar e os resultados são bastante representativos para o fenômeno estudado.

PALAVRAS-CHAVE: Refrigeração automotiva, condicionamento do ar, estudo experimental do ar condicionado, rotação do compressor.

CASTRO, C. S. **Influence of rotation on the performance of an automotive air conditioner.** 2010. 17f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010

ABSTRACT

This work presents an experimental study of an automotive air conditioning system, where the rotation of the compressor is changed in order to evaluate the operating parameters affected when using different rotations. In order to monitor its variables, the air conditioning system of a vehicle corsa hatch 1.4 is instrumented with temperature sensors, a digital manometer and a digital tachometer. The task begins with the calibration process and after the measurements of the variables are obtained. Psychrometric air and refrigeration cycle analyses are performed. Experimental results shows the actual behavior of the refrigeration cycle. A decrease in performance of air conditioning is obtained and a decrease in the performance coefficient with increasing speed. The compressor speed influences the performance of an air conditioning system and the results are fairly representative for the phenomenon studied.

KEYWORDS: automotive cooling, air conditioning, experimental study of an air conditioning, rotation of the compressor.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	1
3.1. Psicometria.....	1
3.1.1. Carta psicrométrica.....	2
3.1.2. Processo psicrométrico	2
3.1.3. Resfriamento e desumidificação do ar úmido.....	2
3.2. Ciclo de carnot de refrigeração.....	2
3.2.1. Ciclo de compressão real por compressão de vapor.....	3
3.3. Desempenho do ciclo de compressão a vapor.....	4
3.4 Sistema de ar condicionado automotivo.....	5
3.4.1. Componentes que compõe o sistema de ar condicionado.....	5
4. METODOLOGIA.....	6
4.1. Descrição do aparato experimental	6
4.2. Construção da primeira etapa.....	7
4.3. Construção da segunda etapa.....	7
4.4. Construção da terceira etapa.....	8
4.4.1. Instrumentação dos componentes do ciclo.....	8
4.4.2. Medidas de Temperatura.....	8
4.4.3. Pressão e temperatura do fluido refrigerante.....	10
4.4.4. Medição da rotação.....	10
4.4.5. Medição da velocidade do ar na saída dos difusores.....	11
4.5 Procedimento experimental.....	11
5.0. RESULTADOS E ANÁLISES.....	12
5.1. Análise psicrométrica do ar condicionado.....	12
5.2. Análise do ciclo de refrigeração.....	15
6.0. CONCLUSÕES.....	17
6.1. Sugestões para trabalhos futuros.....	17
7.0 BIBLIOGRAFIA CONSULTADA.....	18
APÊNDICES.....	19

1. INTRODUÇÃO

A procura por melhores eficiências associada à menor consumo de combustível e maior nível de conforto térmico vem sendo cada vez mais visado pelas pessoas. A indústria automobilística busca melhorar constantemente a eficiência dos equipamentos no controle dos fatores que influenciam o sistema do ar condicionado.

O objetivo do presente trabalho consiste em analisar experimentalmente o desempenho de um condicionador de ar automotivo, enfatizando a influência da rotação no sistema. Para atingir este objetivo, todo o aparato experimental foi instrumentado a partir de sensores do tipo NTC – 5 k Ω , tacômetro digital, manômetro digital e de um sistema de aquisição de dados para obtenção das medições das temperaturas. Durante a realização dos testes, os dados colhidos com a instrumentação foram armazenados em um computador e posteriormente tratados. Tendo como referência os dados obtidos na medição e no catálogo do fabricante é realizada uma avaliação psicrométrica do ar interno do habitáculo do veículo e do ciclo de refrigeração, como forma de validação do estudo proposto. Posteriormente, foram feitas comparações e análises entre os resultados. Desta forma, tem-se uma melhor compreensão do funcionamento dos componentes de um sistema de refrigeração automotivo.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Vasconcelos, (2006), simulou computacionalmente um sistema de ar condicionado automotivo. Os resultados mostraram que há um decréscimo do coeficiente de performance com o aumento da rotação devido ao aumento da eficiência volumétrica do compressor que é proporcional a rotação. A capacidade de refrigeração aumenta com o aumento da temperatura do ar no evaporador, pois é diretamente relacionada ao ar de retorno.

Costa e Ataíde, (2005), analisaram experimentalmente compressores de refrigeração, onde obtiveram um maior consumo do compressor com aumento da temperatura de condensação em virtude da operação da válvula de expansão que abre para passar maior vazão do fluido refrigerante.

Díaz, (2002), fez experimento em um condicionador de ar automotivo enfatizando a influência da carga de gás. A concordância entre os resultados obtidos também foi satisfatória, onde verificou melhor desempenho do sistema de ar condicionado para menores rotações do compressor. Também constatou uma redução do coeficiente de performance.

Jabardo et al (2001) fez uma avaliação do modelo experimental de um sistema de condicionamento de ar automotivo utilizando um compressor de capacidade variável, onde verificou uma diminuição da eficiência volumétrica do compressor com aumento da rotação devido ao aumento das irreversibilidades existentes em um compressor real.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Psicrometria

Psicrometria é o estudo das misturas de ar e vapor de água. Em ar condicionado o ar não é seco, mas sim uma mistura de ar e vapor de água, resultando daí a importância da psicrometria. Em alguns processos água é removida do ar, enquanto em outros é adicionada.

Conforme Beyer (2009), ar seco é uma mistura de diversos componentes gasosos, com composição relativamente constante. Pequenas variações podem ocorrer com o tempo, localização geográfica e altitude.

De acordo com Beyer (2009), ar úmido é uma mistura binária (dois componentes) de ar seco e vapor d'água. A quantidade de vapor d'água no ar úmido varia de zero até (ar seco) até um máximo que depende da temperatura e pressão. Este máximo é a saturação, um estado de equilíbrio neutro entre ar úmido e as fases condensadas d'água (líquida ou sólida).

3.1.1 Carta psicrométrica

Segundo (Stoecker e Jabardo) “carta psicrométrica é uma ferramenta imprescindível na análise das misturas ar/vapor d'água”.

De acordo com (Stoecker e Jabardo), o principal critério de avaliação do desempenho de um evaporador é a condição psicrométrica de saída do ar. Tal critério toma por base o fato da função do evaporador ser aquela de manter uma dada temperatura no ambiente refrigerado, através da remoção de calor a uma taxa adequada, diretamente relacionada à temperatura de saída do ar.

A estimativa da condição de saída pode ser feita através do acompanhamento dos sucessivos estados psicrométricos pelos quais passa o ar ao longo da serpentina.

3.1.2 Processo psicrométrico

O processo com ar úmido pode ser representado graficamente em uma carta psicrométrica, onde é facilmente interpretado. A carta também pode ser utilizada para determinação de variações de propriedades como temperatura, umidade absoluta e entalpia que ocorre no processo.

3.1.2.1 Resfriamento e desumidificação do ar úmido

Resultam em uma redução da temperatura de bulbo seco e da umidade absoluta. O equipamento que realiza esse processo é a serpentina de resfriamento e desumidificação.

A serpentina é capaz de retirar calor sensível Q_s e latente Q_l . O calor sensível é o resfriamento do ar (Δt), e o calor latente é desumidificação do ar (ΔW). A soma dos dois é o calor total.

O fluxo de energia (potência de refrigeração) é calculado por:

$$Q_{ev} = m_a (h_1 - h_2) = \rho V (h_1 - h_2) = \rho A u (h_1 - h_2) \quad (1)$$

onde Q_{ev} é a capacidade de refrigeração, em kW, m_a é a vazão mássica de ar seco, em kg/s, h_1 e h_2 são, respectivamente, as entalpias de entrada e saída do ar, em kJ/kg, ρ é a densidade do ar seco na saída, em kg_a / m^3 , V é a vazão volumétrica, em m^3 / s , u é a velocidade do ar, em m / s , e A é a área transversal, em m^2 .

3.2 Ciclo de Carnot de refrigeração

É um ciclo ideal (reversível) que representa o limite máximo de eficiência de operação de um ciclo entre dois níveis de temperatura. Este ciclo opera transferindo energia térmica (calor) de uma região de baixa temperatura para outra de alta temperatura, necessitando, para isso, trabalho (energia) externo.

O diagrama temperatura – entropia do ciclo de Carnot de Refrigeração é mostrado na Figura 3.1. Os processos deste ciclo são:

1 – 2: Compressão Adiabática Isentrópica com entrada de Trabalho

- 2 – 3: Compressão Isotérmica com dissipação de Calor
 3 – 4: Expansão Adiabática Isentrópica com saída de Trabalho
 4 – 1: Expansão Isotérmica com entrada de Calor

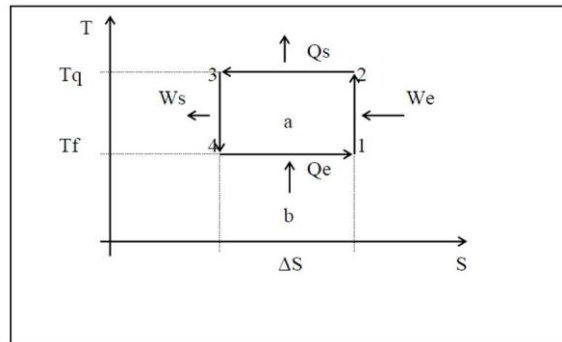


Figura 3.1- Ciclo de Carnot de Refrigeração (Fonte: BEYER, 2010)

3.2.1 Ciclo de refrigeração real por compressão de vapor

Para tornar um ciclo de Carnot em um ciclo real é necessário definir um fluido, o qual será escolhido a partir da análise dos fluxos de calor, da produção de frio (Q_e) ou da produção de calor (Q_s). Estes fluxos ocorrem com a temperatura constante, ou seja, o fluido deve absorver calor (Q_e) sem esquentar, ou dissipar calor (Q_s) sem esfriar.

No ciclo real, as trocas de fase, evaporação ou condensação, exigem diferença de temperatura entre o fluido e o meio, frio ou quente, conforme exigência da segunda lei da Termodinâmica.

A obtenção da temperatura baixa e da temperatura alta para um mesmo fluido é possível pela variação da pressão do fluido refrigerante.

A Figura 3.2 representa o ciclo de compressão a vapor e os processos termodinâmicos:

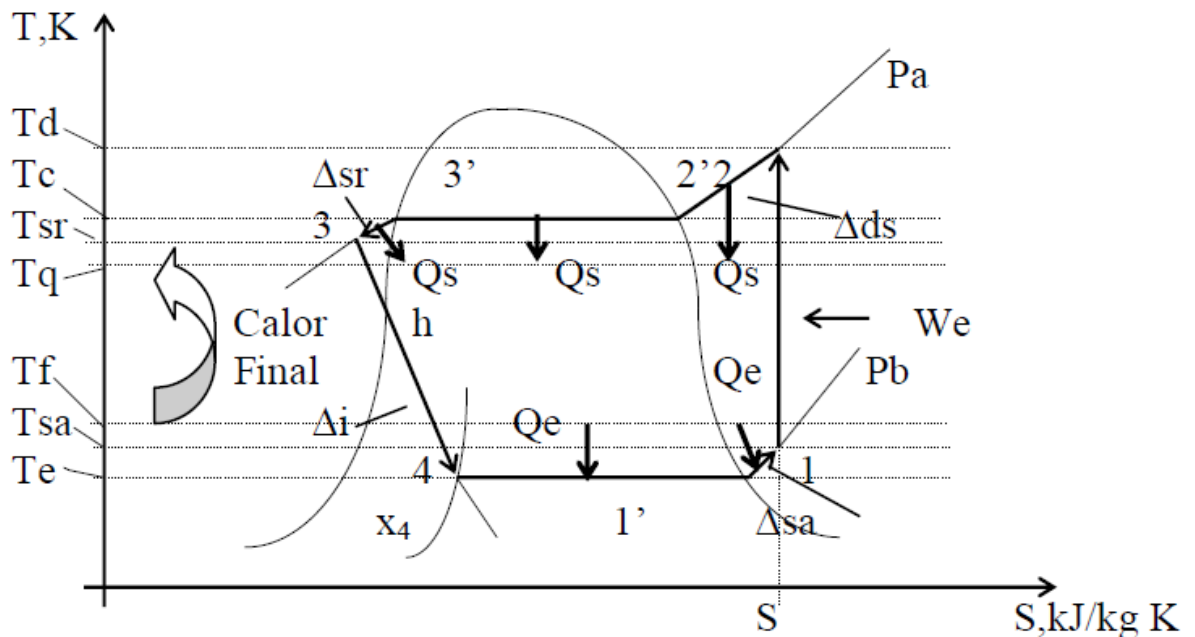


Figura 3.2- Ciclo TS de Refrigeração por Compressão de Vapor (Fonte: BEYER, 2010)

O conhecimento das entalpias 1,2,3 e 4 é importante para os cálculos energéticos do ciclo.

1' – 1: Ocorre o processo de superaquecimento do fluido com entrada de calor do meio frio para o fluido em superaquecimento. Este processo que ocorre com o gás de sucção forma um triângulo de superaquecimento. (Δ_{sa} na Figura).

1 – 2: Ocorre aumento de pressão. O compressor do ciclo deve comprimir somente vapor, e para garantir isso, o fluido deve ser superaquecido no evaporador. Após ocorre a compressão do fluido, teoricamente isentrópico, mas na real com aumento de entropia, devido aos atritos de compressão. Em algumas medições reais, pode-se detectar até compressão com diminuição de entropia, devida as perdas de calor existente no compressor, que neste caso não é adiabático. A descarga do compressor ocorre no ponto 2, com a maior temperatura do ciclo, T_d .

2 - 2': O fluido entra do condensador onde é primeiro desuperaquecido isobaricamente, no processo de calor sensível, com dissipação do calor para o meio quente. Este calor é pequeno, na ordem de 10% de calor dissipado pelo condensador. Isto forma outro triângulo, chamado de desuperaquecimento (Δ_{ds} na Figura).

2' – 3': Condensação Isobárica Isotérmica com dissipação da maior parte de calor, na ordem de 85%.

3' – 3: Ocorre o processo de sub - resfriamento, com perda de calor sensível na ordem de 5% para o meio quente, de forma que a temperatura do meio quente limita a temperatura de sub - resfriamento do fluido. Este processo é chamado de triângulo de sub – resfriamento (Δ_{sr} na Figura).

3 – 4: Ocorre queda de pressão do fluido, retornando a pressão de baixa P_b . Para tanto deve passar num dispositivo de queda de pressão, ou expansão. O fluido deve entrar o mais sub – resfriado possível, de forma a aumentar o frio produzido no evaporador.

4 – 1: O fluido evapora, absorvendo calor, e chega no superaquecimento, fechando o ciclo.

3.3 Desempenho do ciclo de compressor a vapor

A partir do diagrama pressão – entalpia, conforme a Figura 3.2, pode-se determinar as características de um ciclo de refrigeração. As equações descritas abaixo relacionam os parâmetros mais importantes de um ciclo de compressão a vapor. Com eles definidos o ciclo está caracterizado.

Conforme já mencionado, a equação (1) calcula a capacidade de refrigeração. Q_{ev} é a quantidade de calor por unidade de tempo retirada do meio que se quer resfriar através do evaporador do sistema, entre as temperaturas de condensação e do evaporador. Para o sistema operando em regime permanente desprezando-se a variação de energia cinética e potencial, da primeira lei da termodinâmica.

A potência teórica do compressor W_c é a quantidade de energia por unidade de tempo fornecida pelo compressor ao refrigerante, para que ele passe do estado 1, na sucção, para o estado 2, na descarga, sendo um processo isentrópico. Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica, desprezando a energia cinética e potencial e considerando regime permanente, tem-se:

$$W_t = m_r (h_2 - h_1) \quad (2)$$

onde W_t é a potência teórica isentrópica do compressor, em kW, m_r é a vazão mássica de refrigerante, em kg/s, h_1 e h_2 são, respectivamente a entalpia de entrada e saída no evaporador kJ/kg.

Considerando as degradações de energia têm-se:

$$W_r = W_t / \eta_c \quad (3)$$

onde W_r é a potência real do compressor, em kJ, η_c é a eficiência isentrópica, na ordem de 50 a 70%.

O fluxo de calor Q_s rejeitado no condensador é:

$$Q_s = Q_{ev} + W_r \quad (4)$$

onde Q_s é o calor dissipado no condensador, em kW.

O coeficiente de performance (COP) do equipamento para ciclo de refrigeração é uma função somente das propriedades do refrigerante e conseqüentemente das temperaturas de condensação e vaporização. É determinado pela seguinte relação:

$$COP_r = Q_{ev} / W_r \quad (5)$$

3.4 Sistema de ar condicionado automotivo

Segundo a ASHRAE (2007), “ar condicionado é o processo de tratamento do ar de modo a controlar simultaneamente a temperatura, a umidade, a pureza e a distribuição para atender às necessidades do recinto condicionado”.

3.4.1 Componentes que compõe o sistema de ar condicionado

O compressor tem como função fazer a circulação do gás em todo o sistema. Sua finalidade é de comprimir o gás refrigerante do sistema que foi succionado na forma gasosa à baixa pressão, liberando-o na forma gasosa à alta pressão, através de pistões. Para o presente trabalho, o compressor utilizado é do tipo alternativo, pistão - Swash Plate (Esguichar a Placa), com deslocamento variável. Segundo ASHRAE (2007), os compressores de pistão de deslocamento variável normalmente têm um deslocamento mínimo de cerca de 6% do seu deslocamento máximo. A capacidade de deslocamento do compressor tem um deslocamento máximo de 0,12L/rev e um mínimo deslocamento de 10% da máxima. Este tipo de compressor trabalha de maneira contínua, de acordo com a necessidade do sistema. O volume de compressão é gerenciado por uma válvula de controle.

Conforme ASHRAE (2007), o compressor é acionado por correia diretamente do motor e deve suportar velocidades de mais de 130 rev/s, e permanecerá suave e silencioso para 8,3 rev/s. A relação de transmissão do veículo motor para o compressor normalmente varia de 1:1 a 2:1. Em ausência de uma relação de transmissão variável, a máxima velocidade do compressor para alcançar maior capacidade de bombeamento é em marcha lenta.

A variação da pressão interna é gerenciada pela válvula de controle que através da leitura da pressão de sucção do compressor, entende se a temperatura no evaporador está alta ou baixa.

De acordo com ASHRAE (2007), o ângulo das mudanças na placa é em função da pressão de sucção e descarga para alcançar uma constante pressão de sucção pouco acima de zero, independentemente da carga. O deslocamento variável do compressor reduz o consumo de potência do compressor, melhorando a eficiência energética. Estes compressores melhoram a desumidificação e conforto, possui baixo nível de ruído e vibração, e tem alta confiabilidade de eficiência.

Pode-se verificar na Figura 3.3 o compressor utilizado pelo veículo em estudo.

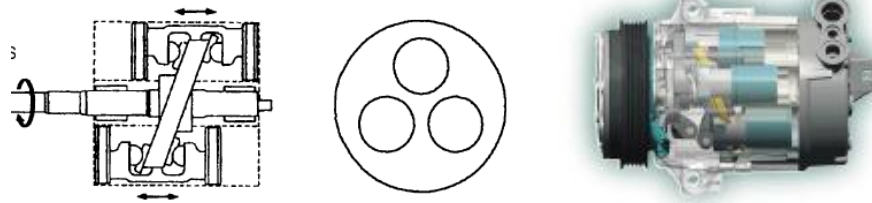


Figura 3.3- Compressor de deslocamento variável (Fonte: Delphi, 2010)

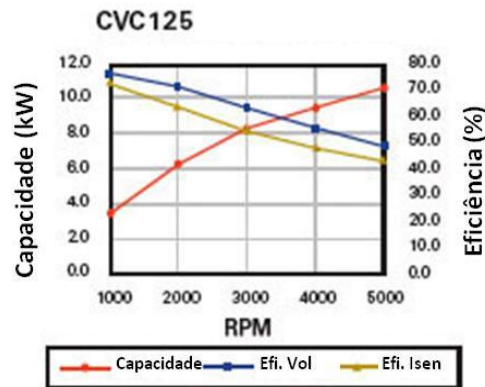


Figura 3.4 – Desempenho do compressor (Fonte: Delphi, 2010)

O condensador é o responsável por rejeitar o calor absorvido no evaporador, é energia absorvida no trabalho do compressor. Estes calores são transferidos para a atmosfera (mais fria que o gás) que passa pelas aletas causando o sub-resfriamento do refrigerante, ocasionando o processo de condensação. Prosseguindo com este ciclo até alcançar a temperatura desejada pelos ocupantes do veículo.

O Filtro Secador está localizado entre o condensador e a válvula de expansão. Ele garante que a válvula de expansão receba somente refrigerante líquido não comprometendo o desempenho do equipamento. Com isto, ele balanceia a demanda de refrigerante em função da variação de carga térmica do sistema. Além disso, serve como um reservatório de refrigerante; remove a umidade do sistema e filtra impurezas.

Na válvula de expansão o refrigerante líquido a alta pressão e temperatura é expandido através de uma restrição de área por um pequeno orifício e transformado em uma mistura de líquido mais vapor à baixa pressão. Para a evaporação deste líquido restante, o refrigerante absorve energia do ar que passa pelo evaporador. Além da expansão do fluido refrigerante a outra função importante é garantir o superaquecimento do gás, protegendo o compressor contra possíveis de “golpes de líquido” e ainda ajustar o fluxo de refrigerante para o evaporador.

O evaporador é o responsável pelo resfriamento do ar e controlar a umidade do ambiente, através do fluxo de ar que passa pelas aletas do evaporador, instalado no compartimento do passageiro. Quando o ar esfria, perdendo calor para o gás refrigerante que está mais frio que o ar dentro da cabine que passa por dentro do evaporador, expulsando essa calor para exterior evaporando o mesmo.

4. METODOLOGIA

4.1 Descrições do Aparato Instrumental

Para a execução deste trabalho foi feito um aparato instrumental para realização de testes em um condicionador de ar automotivo de um automóvel corsa hatch com o objetivo de avaliar a influência da rotação, e dos parâmetros de funcionamento, tais como, coeficiente de performance, vazão mássica e capacidade de refrigeração no desempenho global do sistema.

Com isto, foi possível impor diferentes condições de operação, durante períodos de tempo, ao longo das quais as variáveis de interesse eram continuamente monitoradas.

O aparato experimental foi projetado para a sua construção em três etapas.

4.2 Construção da primeira etapa

A primeira etapa foi mapear o sistema de ar condicionado automotivo, com a finalidade de identificar a localização dos sensores, conforme Figura 4.1. Visando facilitar a localização dos sensores, sua numeração é apresentada na Tabela 4.1.

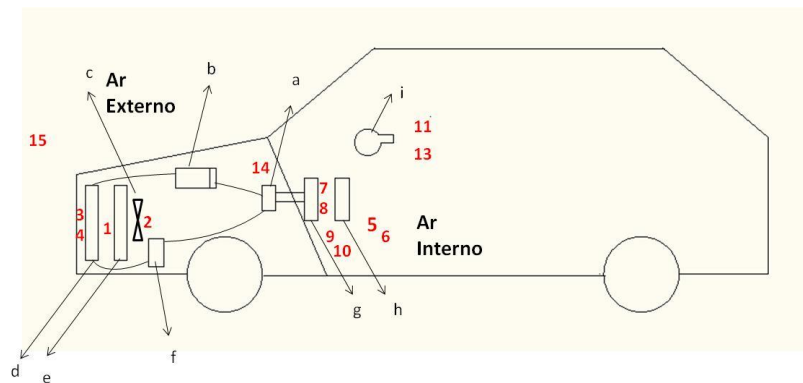


Figura 4.1- Desenho esquemático dos componentes do ar condicionado

Na Figura acima, a = Válvula de expansão, b = Compressor, c = Eletroventilador, d = Condensador, e = Radiador, f = Filtro secador, g = Evaporador, h = Aquecedor e i = Difusor.

Tabela 4.1- Posicionamento dos sensores

CANAL	TEMPERATURA	DESCRIÇÃO DA POSIÇÃO
1	Bulbo Seco	Entre Condensador e Radiador
2	Bulbo Seco	Atrás do eletroventilador
3	Bulbo Úmido	Na frente do condensador
4	Bulbo Seco	Na frente do condensador
5	Bulbo Úmido	Na entrada da renovação do ar interno
6	Bulbo Seco	Na entrada da renovação do ar interno
7	Bulbo Seco	Entre evaporador e aquecedor
8	Bulbo Úmido	Entre evaporador e aquecedor
9	Bulbo Seco	No duto de entrada do aquecedor
10	Bulbo Seco	No duto de saída do aquecedor
11	Bulbo Seco	Na saída dos difusores centrais
13	Bulbo Úmido	Na saída dos difusores centrais
14	Bulbo Seco	Na entrada da renovação do ar externo
15	Bulbo Seco	No ambiente externo rua

4.3 Construção da segunda etapa

Nesta etapa foi feita a calibração dos sensores. Primeiramente foram selecionados sensores do tipo NTC - 5 k Ω , que são de baixo custo e fácil obtenção no mercado e atendem a faixa de temperatura a ser medida. Os terminais dos sensores foram unidos aos fios com conectores.

Para facilitar a identificação dos pontos de medição foram utilizadas anilhas com numerações, conforme apresentado na Figura 4.2.

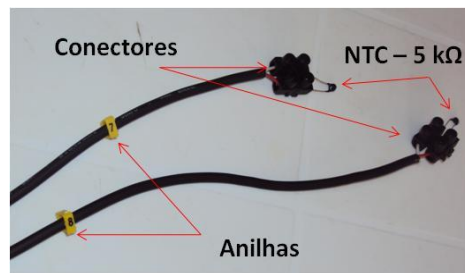


Figura 4.2- Amostra dos cabos identificados

Para a calibração, utilizou-se um PT-100 como sensor de referência. Os sensores foram conectados às entradas do equipamento em canais separados.

Para a aquisição das leituras foi utilizado um Data Logger (Agilent 34970A), conforme mostra a Figura 4.3.



Figura 4.3- Sistema de aquisição de dados

Ao invés de utilizar uma curva que associe resistência à temperatura, foi utilizada a diferença entre o valor lido no PT-100 e no aquisitor de dados lido para a calibração dos sensores, tomando-se a temperatura do PT-100 como referência. Com estas diferenças encontradas foram lançadas no software Agilent e acionado o comando *offset* para corrigir os valores obtidos na medição.

4.4 Construção da terceira etapa

4.4.1- Instrumentação dos componentes do ciclo

Nesta etapa instrumentaram-se os componentes do sistema de ar condicionado do automóvel corsa hatch com sensores de temperatura, NTC-5 k Ω e PT-100, para monitorar a temperatura em todo o sistema de refrigeração. Para complementar as instrumentações, foram instalados, ainda, um medidor de pressão e um dispositivo para medir a rotação do compressor.

4.4.2 – Medidas de temperatura

Os sensores NTC-5 k Ω são utilizados para as leituras das temperaturas. Estes foram inseridos em todo o sistema do ar condicionado.

Os quatro sensores utilizados para medir a temperatura de bulbo úmido foram envolvidos por um tecido de algodão. O tecido de algodão foi colocado em um tubo de plástico preenchido com água, conforme ilustrado na Figura 4.4.

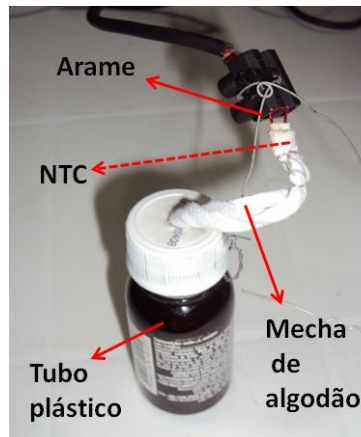


Figura 4.4 - Sensor PT-100

O PT-100 foi instalado na tubulação de alumínio entre o compressor e o condensador para fazer a medição da temperatura do refrigerante. Para aumentar a transferência de calor, a fixação do PT-100 foi feita com uma fita aluminizada e, coberta com um filtro de ar para fazer o isolamento contra a radiação solar.

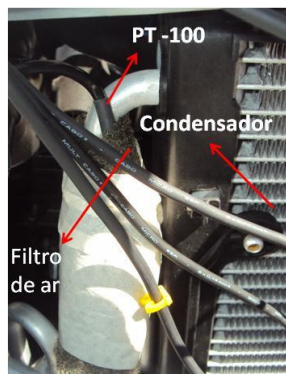


Figura 4.5 - Posicionamento do PT-100

Para a medição da temperatura do ar interno que entra no evaporador foram colocados o sensor de temperatura de número 5 (NTC-5) e sensor de temperatura de número 6 (NTC-6) próximos ao motor elétrico da ventilação, de acordo com a Figura 4.6.

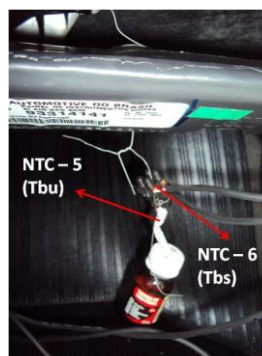


Figura 4.6 - Posicionamento do NTC-5 e NTC- 6 próximo ao motor elétrico da ventilação.

Para a medição da temperatura do ar interno que sai dos difusores foram colocados o NTC -11 e NTC - 13, conforme a Figura 4.7.

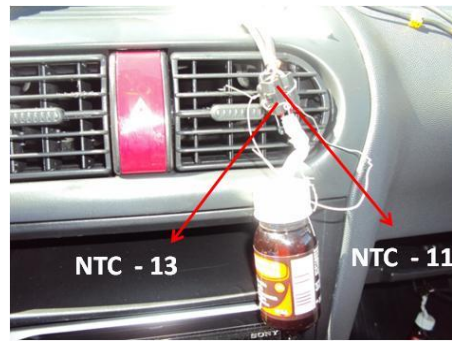


Figura 4.7- Posicionamento do NTC-11 e NTC-13 na saída do difusor central

Os terminais dos dois sensores utilizados para medir a temperatura da água quente foram isolados com esmalte. A fixação foi feita com a com uma fita aluminizada e abraçadeira conforme mostra a Figura 4.8.

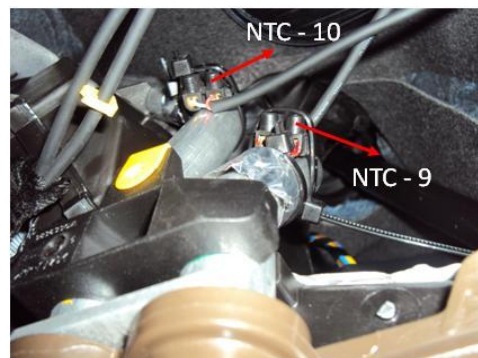


Figura 4.8 Posicionamento do NTC-9 e NTC-10 na tubulação do aquecedor

Em todas as tomadas apresentadas na (Tabela 4.1) foi utilizado um NTC – $5k\Omega$ cuja leitura realizada com sistema de aquisição de dados feita por uma magazine da Hewlett Packard modelo HP34970A, através do software HP Benchlink Data Logger v1.3.

4.4.3 – Pressão e temperatura do fluido refrigerante

As medições da temperatura e da pressão alta e baixa do fluido refrigerante R134a foram feitas com um manômetro digital da Mastercool que possui manômetros de alta e baixa pressão com mangueiras(HIGT e LOW) que foram conectadas nas válvulas. A incerteza fornecida pelo fabricante deste equipamento é de 1% de leitura.



Figura 4.9 – Medidor de pressão Manômetro Digital (Mastercool, 2010)

4.4.4 – Medição da Rotação

Para a medição da rotação do compressor utilizou-se um tacômetro foto/contato digital da Minipa de modelo MDT-2238. A incerteza de medição é $\pm(0,05\%+1\text{Dig})$.



Figura 4.10 – Tacômetro foto/contato (Minipa, 2010)

4.4.5 – Medição da velocidade do ar na saída dos difusores

Para a medição da velocidade do ar na saída dos difusores 1,2,3 e 4 , utilizou-se um tubo de pitot da Dwyer, Figura 4.11. A incerteza de medição é de 5%.



Figura 4.11- Medição da velocidade nos quatro difusores com tubo de pitot

4.5 - Procedimento experimental

O aparato experimental construído com objetivo principal de avaliar a influência da rotação do compressor no sistema de condicionamento de ar é apresentado na Figura 4.12.

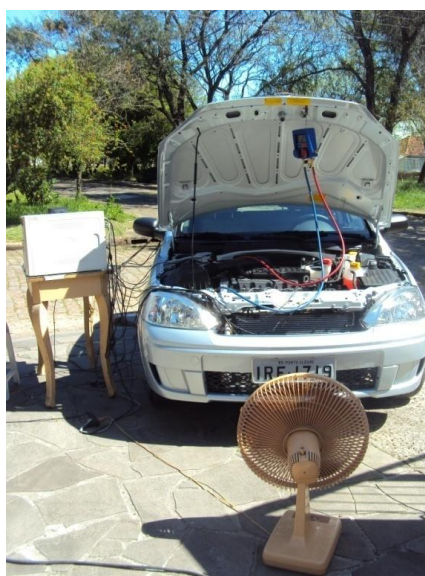


Figura 4.12 – Visual geral do aparato de um condicionador de ar automotivo

O sistema de aquisição é acionado, para registrar os dados de interesse, após a montagem do aparato experimental no veículo. Com o aparato experimental montado, fecharam-se as portas do veículo às 14h20min. Em seguida ligou-se o automóvel e posteriormente acionou-se a ventilação no estágio dois, às 14h31min. Às 14h35min ligou-se o ar condicionado ativando o botão de acionamento e da renovação, fechando, portanto, a renovação do ar externo, deixando o carro na rotação 1080rpm. Durante a baixa rotação foram feitas anotações das medidas de pressões da alta e baixa do compressor e temperaturas do fluido refrigerante informadas no manômetro digital. Com o tacômetro digital no modo foto e pressionado o botão de acionamento, mediu-se a rotação no compressor. Às 14h43min alterou-se a rotação do compressor para 2080 rpm e às 14h59min retornou-se para a rotação de 1080 rpm.

No experimento, o veículo permaneceu no sol durante todo o período de medição para avaliar melhor o desempenho do ar condicionado.

5. RESULTADOS E ANÁLISES

Após a coleta dos dados do experimento foi realizado o tratamento dos mesmos para a realização da análise psicrométrica do ar condicionado e do ciclo de refrigeração do sistema automotivo. O sistema de aquisição adquirido permite o acompanhamento dos valores coletados em intervalos que são determinados pelo usuário, neste experimento o intervalo entre duas medidas foi de 6 segundos.

5.1 Análise psicrométrica do ar condicionado

Conforme mencionado no capítulo 4, sensores de temperatura foram instalados no interior do veículo, sendo o NTC-5 e NTC-6 na entrada do evaporador e o NTC-11 e NTC-13 na saída dos difusores (Figuras 4.6 e 4.7). Nas Figuras 5.1 e 5.2, respectivamente, são apresentados os resultados obtidos para as temperaturas de bulbo seco na entrada do evaporador e na saída do difusor. A escala de tempo inicia ao acionar o sistema de aquisição de dados.

Para o estudo da análise psicrométrica do ar condicionado o tempo inicia no momento em que o ar condicionado automotivo é ligado, às 14h35min.

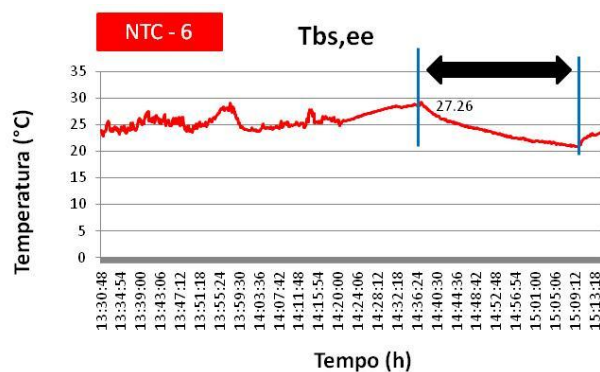


Figura 5.1- Temperatura de bulbo seco do ar na entrada do evaporador versus tempo

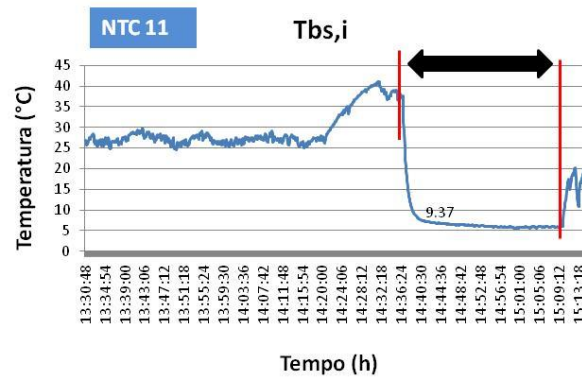


Figura 5.2- Temperatura de bulbo seco do ar na saída dos difusores versus tempo

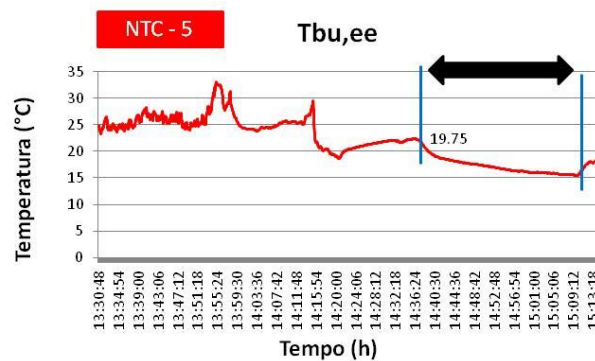


Figura 5.3- Temperatura de bulbo úmido do ar na saída dos difusores versus tempo

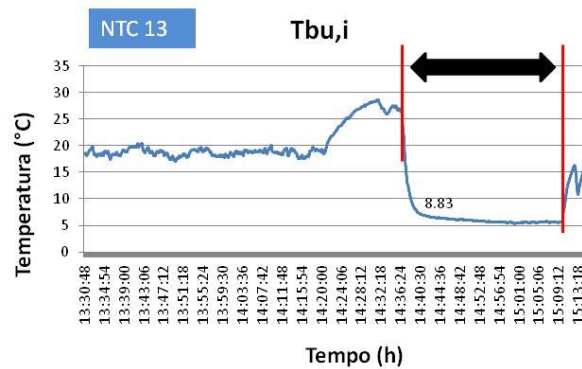


Figura 5.4- Temperatura de bulbo úmido do ar na saída dos difusores versus tempo

É possível observar que a temperatura de bulbo seco do ar interno entra a 27,3 °C no evaporador e sai no difusor a uma temperatura 9,4 °C, esta variação ocorre devido ao processo de resfriamento do ar úmido que ao passar pela serpentina do evaporador perde calor para o fluido refrigerante, ocorrendo um resfriamento do ar. Uma análise similar à realizada no gráfico anterior pode ser feita nas Figuras 5.3 e 5.4 para temperatura de bulbo úmido. A temperatura de bulbo úmido do ar interno passa de 19,8 °C para 8,8 °C, o que pode ser justificado pelo processo de desumidificação que resulta em uma redução da umidade absoluta.

Os dados de temperatura de entrada e saída do ar foram analisados na carta psicrométrica, como mostrado na Figura 5.6. As entalpias de entrada e saída foram obtidas em um programa da HP-50G de acordo com dados de entrada da temperatura do ar. Na Figura 5.6, a linha azul é a capacidade de refrigeração do evaporador.

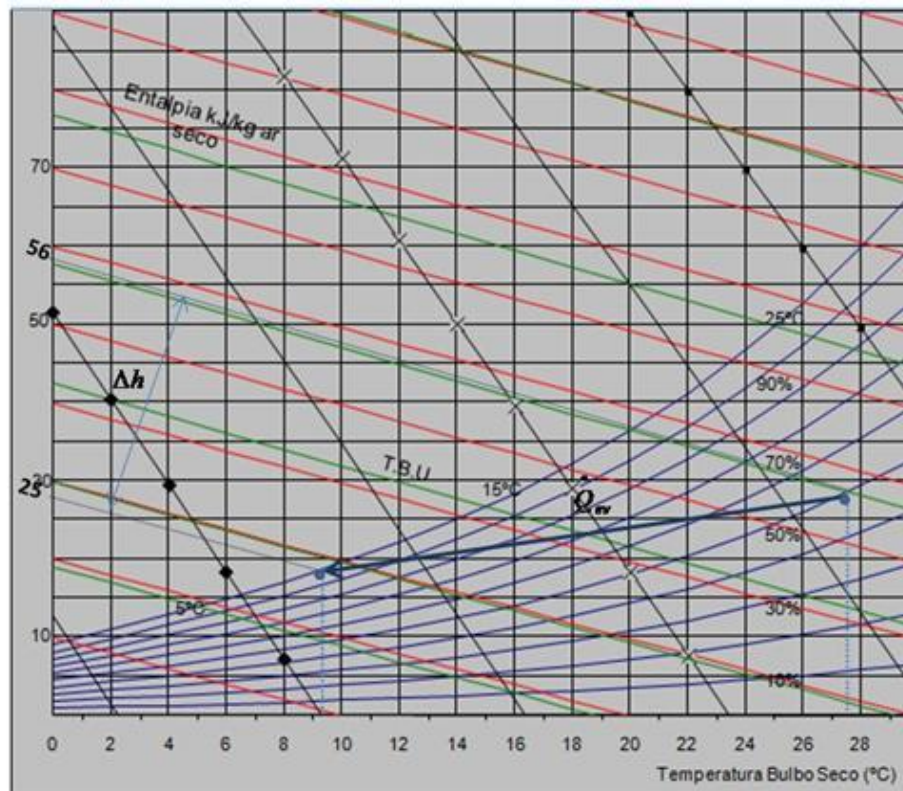


Figura 5.6 - Carta Psicrométrica do ar úmido

Os resultados das medidas das velocidades do ar, obtidas com o tubo de pitot, em cada difusor e os dados da vazão volumétrica calculados pela Equação (1) encontram-se na Tabela 5.1. Para o cálculo da vazão volumétrica utilizou-se a área do difusor que é 0,0036 m². Percebe-se que o ar não é homogêneo.

Tabela 5.1 - Velocidade e Vazão Volumétrica do ar

Difusor	Velocidade (m/s)	Vazão Volumétrica (L/s)
1	6,5	23,4
2	6	21,6
3	6	21,6
4	6,5	23,4
Total:		90

De acordo com a Equação (1) a capacidade de refrigeração depende da variação da entalpia e da vazão mássica do ar, que por sua vez, depende de ρ, V . São descritas na Tabela C1 do apêndice C os resultados das médias das temperaturas de entrada e saída do ar com suas propriedades termodinâmicas. Os valores das entalpias e volume específico foram obtidos em um programa da HP 50G.

A Tabela 5.2 mostra os resultados da vazão mássica do ar e da capacidade de refrigeração. Observa-se que a vazão mássica do ar permaneceu constante e a capacidade de refrigeração variou de 3.5 kW para 2.65 kW.

Tabela 5.2: Vazão mássica e capacidade de refrigeração

Vazão Mássica (kga/s)	Capacidade de refrigeração (kW)
0.111	3.5
0.112	3.5
0.112	3.5
0.112	3.5
0.113	3.5
0.113	3.3
0.113	3.2
0.113	3.1
0.113	2.9
0.113	2.9
0.113	2.8
0.113	2.7
0.113	2.7

5.2 Análise do Ciclo de Refrigeração:

Conforme já mencionado no capítulo 4, utilizou-se um manômetro digital para obtenção das pressões da alta e da baixa e, também, da temperatura de alta e da baixa do fluido refrigerante R134a. A incerteza de medição da temperatura é $\pm 1^\circ\text{F}(\pm 0,5^\circ\text{C})$ e a incerteza de medição da pressão é $\pm 0,01\%$ de leitura.

Nas Tabelas 5.3 e 5.4, respectivamente, observam-se os valores das pressões e temperaturas do fluido refrigerante obtidas para cada alteração da rotação.

Tabela 5.3 - Comparação das pressões com a alteração da rotação

Rotação Compressor (rpm)	Pressão Absoluta (bar)	
	Pressão de Alta	Pressão de Baixa
1080	9.3	3.2
2080	10.7	3.2
1080	9.3	3.3

Tabela 5.4 - Comparação das temperaturas com a alteração da rotação

Rotação Compressor (rpm)	Temperatura Absoluta ($^\circ\text{C}$)	
	Temperatura de Condensação	Temperatura de Evaporação
1080	36.1	2.8
2080	42.8	2.2
1080	40	2.8

Nota-se um acréscimo na pressão de alta com o aumento da rotação.

Tabela 5.5- Eficiências Isentrópicas e volumétricas (Fonte: Delphi,2010)

Rotação Compressor (rpm)	Eficiências	
	Isentrópica	Volumétrica
1080	0.7	0.75
2080	0.55	0.64
1080	0.7	0.75

Na Tabela 5.5 é apresentado as eficiências isentrópica e volumétrica do compressor obtidas do catálogo do fabricante. Observa-se uma queda da eficiência volumétrica e isentrópica com o aumento da rotação devido às irreversibilidades existentes no compressor.

De acordo com a equação (3) calculou-se a potência do compressor, conforme os resultados apresentados na Tabela 5.6. Percebe-se um aumento da potência do compressor com aumento da rotação, pois aumentou a energia retirada do motor do veículo.

Tabela 5.6- Potência do compressor

Rotação Compressor (rpm)	Potência do Compressor (cv)
1080	1.4
2080	2.9
1080	1.4

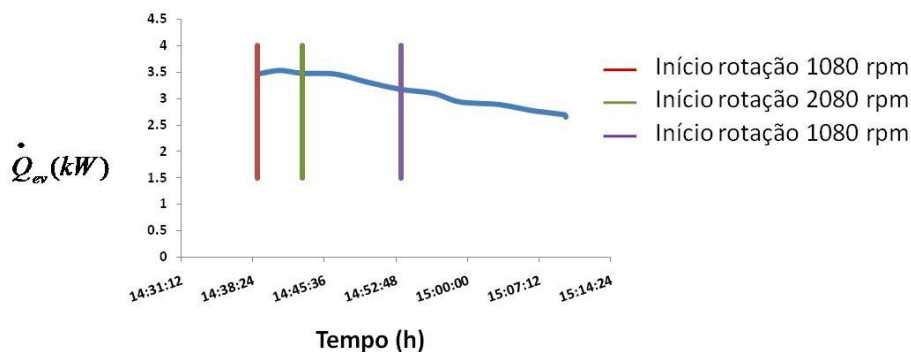
Através da equação (5) obteve-se o coeficiente de performance do compressor.

Tabela 5.7- Potência do compressor

Rotação Compressor (RPM)	COP
1080	3.4
2080	1.6
1080	3.0

Nota-se uma redução do COP com o incremento das rotações de compressor, significando que para menores rotações do compressor obtemos melhores desempenhos.

Foram registradas as variações de rotação do compressor em função da capacidade de refrigeração como segue:



De acordo com a Figura 5.7, nota-se que a capacidade de refrigeração para o início da rotação 1080 rpm, linha vermelha, é maior em relação a rotação de 2080 rpm. Este comportamento se explica pelo fato deste compressor possuir vazão variável, a pressão de alta aumentando, acione-se o controle da vazão que faz diminuir a vazão. Para a mesma rotação de 1080 rpm pode-se observar uma queda de rendimento da rotação de 2080 rpm ao retornar para 1080 rpm, linha roxa, pois dentro do habitáculo interno do veículo está mais frio. E ao entrar ar com temperatura menor não vai haver uma variação que seja significativa e, com isto esta capacidade tende a diminuir.

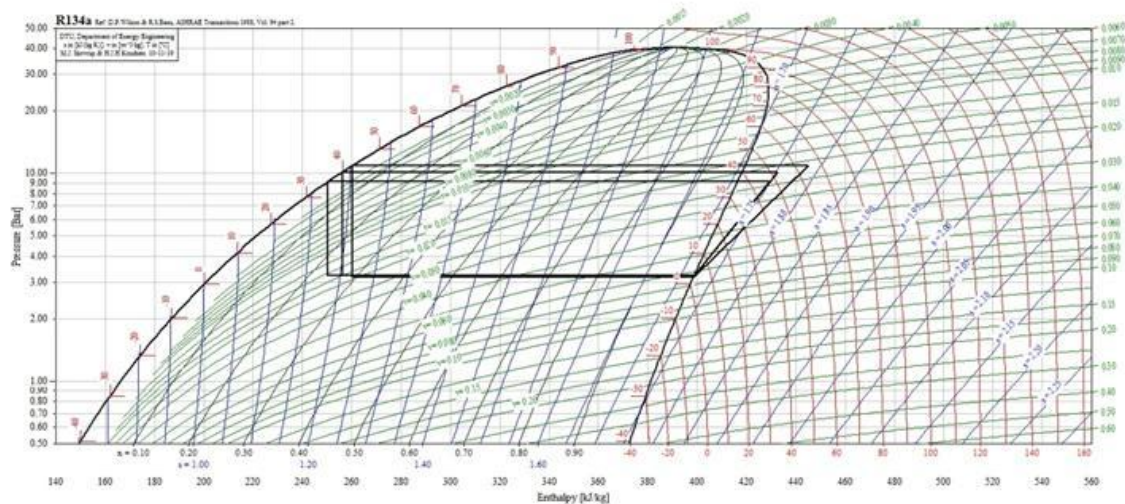


Figura 5.8 - Ciclo de refrigeração (Fonte: Coolpack, 2010)

Para uma melhor visualização do ciclo, houve a preocupação de se graficar o ciclo real de refrigeração no diagrama P-h para as rotações no compressor de 1080, 2080, 1080 rpm. Utilizou-se para isto, o software Coolpack, versão 1.6.

Com os dados de temperatura de condensação, temperatura de evaporação e os dados de eficiência isentrópica e volumétrica obtidas do catálogo do fabricante do compressor conseguiu-se obter o ciclo de refrigeração no Coolpack., conforme apresentado na Figura 5.8.

Percebe-se que o ciclo de refrigeração obtido com este experimento não possui superaquecimento e subresfriamento. Isso pode ser verificado na tabela termodinâmica do fluido refrigerante R134a que na temperatura de alta e pressão de alta tem o estado definido do fluido de vapor saturado.

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi avaliado, inicialmente, um condicionador de ar automotivo, onde a rotação do compressor foi alterada. Conforme o objetivo apresentado construiu-se um aparato experimental para testes em um condicionador de ar automotivo. Esta avaliação teve como objetivo conhecer na prática o comportamento do sistema sob vários aspectos (temperatura, pressão, capacidade de refrigeração) de um veículo.

Os resultados no presente trabalho apresentaram uma tendência comparável ao comportamento de um ciclo de refrigeração real do sistema de condicionamento de ar de automóvel.

Os resultados mostram que o COP do sistema diminui à medida que se incrementa a rotação do compressor. Pode-se dizer então que menores rotações do compressor implicam em melhores desempenhos.

Nos testes realizados neste trabalho verificou-se que a capacidade de refrigeração obtida com o sistema de refrigeração por compressão a vapor ficou abaixo da curva de capacidade do catálogo do fabricante. Tal fato se justifica por ser um veículo de pequeno porte e este não precisar da potência. Este veículo foi dimensionado para trabalhar com o condensador menor, não precisando de carga térmica maior.

6.1 Sugestões para trabalhos futuros

- Avaliação do consumo elétrico dos eletros ventiladores.
- Desenvolver um sistema para que o controle da vazão pelo compressor seja pela temperatura interna do veículo.

7. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Fundamentals Handbook – 2007 Chapter 9 – **Automobiles and Mass Transit**

Fernandes, R.V. **Análise computacional de um sistema de ar condicionado automotivo**. Trabalho de Diplomação. (Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Brasília. Orientador: PIMENTA, J.M., 2006.

Diáz, R.P.S. **Avaliação da influência da carga de gás em um sistema de condicionamento de ar automotivo**. Dissertação de Mestrado. (Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Orientador:BRAGA, S.L., 2001.

Jabardo, J.M.S; Mamani, W.G; Ianella, M.R. **Modeling and experimental evaluation of na automotive air conditioning system with a variable capacity compressor**. Department of Mechanical Engineering. University of São Paulo, 2001.

Santos, E.J.L; Ataídei, M.S.C. **Análise experimental de compressors de refrigeração**.Trabalho de Diplomação. (Engenharia Mecânica) – Universidade de Brasília. Orientador: PIMENTA, J.M., 2005.

Beyer, P.O.,2009. “**Apostila de Ventilação, Refrigeração e Ar condicionado**”. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre

Beyer, P.O.,2009. “**Apostila de Ciclo de Refrigeração**”. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre

SCHNEIDER, P. S., “**Termometria e Psicrometria**”, Medições Térmicas, Departamento de Engenharia

DELPHI, 2004. Delphi Compact Variable Compressors. Acesso em 12/10/2010 no seguinte link: http://delphi.com/pdf/h/cc_cvc.pdf.

STOECKER, W.F., JABARDO, J. M. S “**Refrigeração Industrial**”, 2.ed.São Paulo: Edgard Blucher Ltda, 2002.

Mastercool Inc, HVAC Digital Manifold. Acesso em 12/10/2010 no seguinte link: <http://www.mastercool.com/pages/99103.html>

Minipa. Acessado em 12/10/2010 no seguinte link: www.minipa.com.br/Produtos/DetailsProduct.aspx?id=200

Dwyer instruments,inc Acessado em 12/10/2010 http://www.dwyer-inst.com/products/productct.ctm?Group_ID=169

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Fundamentals Handbook – 2007 Chapter 36 – **Measurement and Instruments**

APENDICE A – Resultados das medições

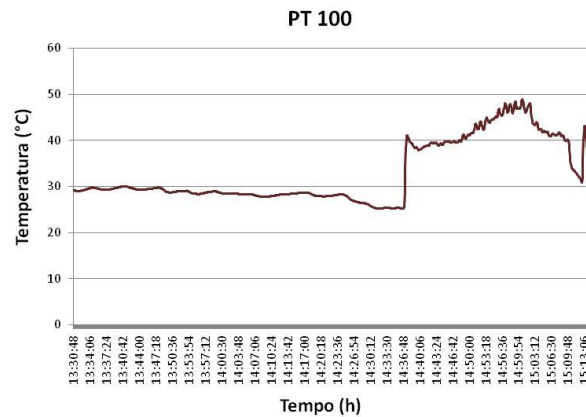


Figura A 1 – Temperatura do fluido refrigerante entre compressor e condensador versus tempo

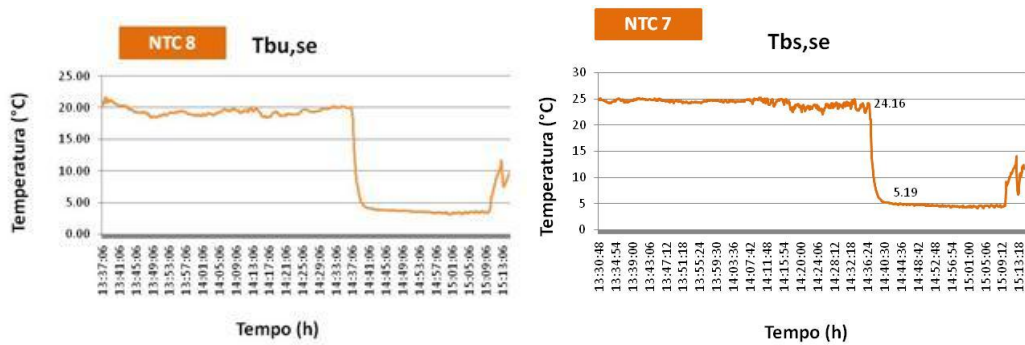


Figura A 2 – Temperatura do ar entre evaporador e aquecedor versus tempo

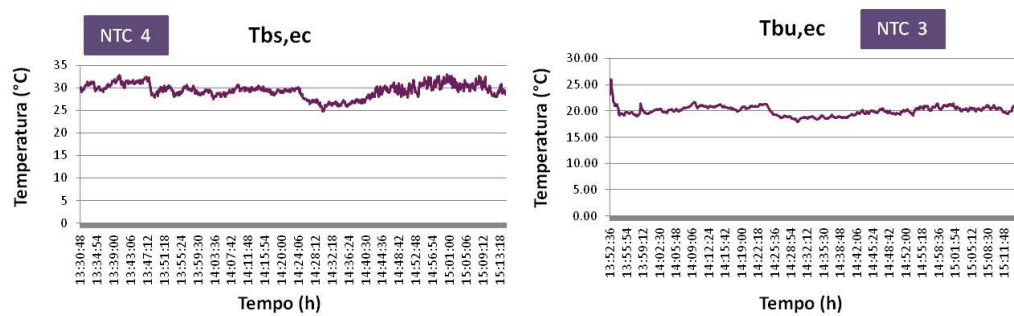


Figura A 3 – Temperatura do ar na entrada do condensador x tempo

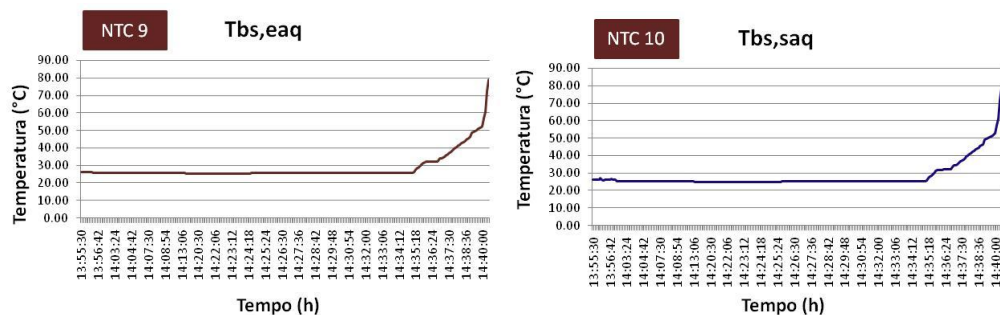


Figura A 3 – Temperaturas da água quente na entrada e saída do duto do aquecedor x tempo

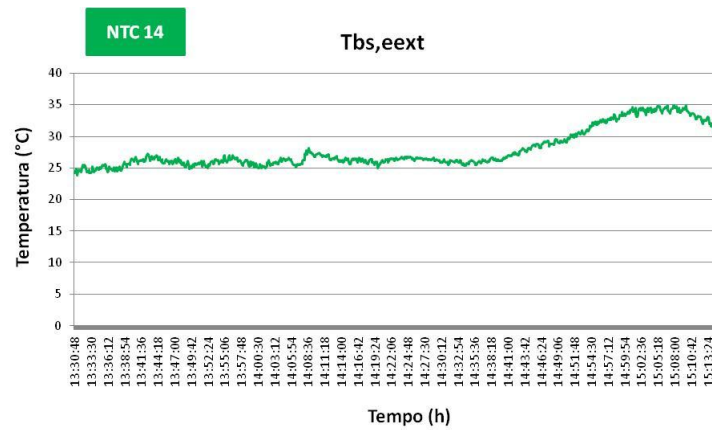


Figura A 4 – Temperatura do ar na entrada da renovação do ar externo versus tempo

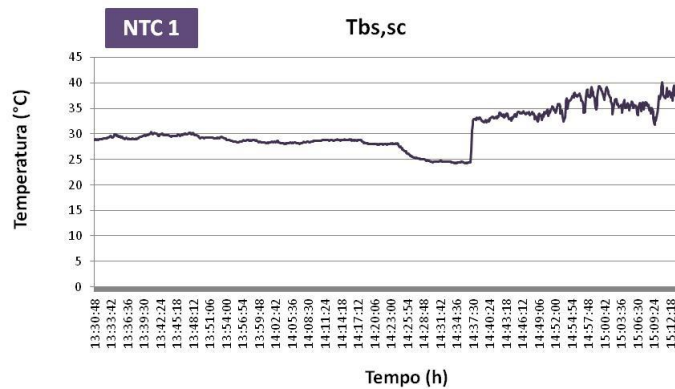


Figura A 4 – Temperatura do ar entre condensador e radiador versus tempo

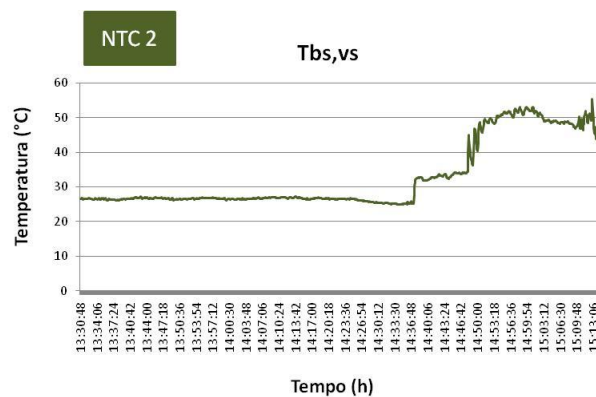


Figura A 4 – Temperatura do ar atrás do eletroventilador versus tempo

APÊNDICE B – Análises das Incertezas

No cálculo de incertezas associadas aos parâmetros de interesse, foi utilizado o critério de Kline e McClintock, o qual baseia-se na análise de incerteza das variáveis dependentes e Independentes. O critério para expressão definida por eles para determinar a incerteza das variáveis é:

$$k_1, k_2, k_3 \dots k_n$$

$$\Delta k^2 = \left(\delta K \frac{\delta k}{b_1} \right) (\Delta_{b1})^2 + \left(\delta K \frac{\delta k}{b_2} \right) (\Delta_{b2})^2 + \left(\delta K \frac{\delta k}{b_n} \right) (\Delta_{bn})^2$$

A incerteza

Onde:

k = grandeza a ser avaliada

b_1 = são as variáveis independentes

Δb_i = é a incerteza das variáveis independentes para $i = 1, 2, 3, 4, \dots$

Na Tabela abaixo encontram-se a incerteza de cada instrumento utilizado nas medições.

Tabela B 1 – Incerteza dos instrumentos utilizados

Grandezas	Instrumento	Fabricante/Modelo	Incerteza
Tbs, Tbu	NTC	-	0,01
Pressão	Manômetro	Mastercool/	± 1% de leitura
Temperatura	Manômetro	Mastercool/	± 1% de leitura
Tbs, Tbu	PT - 100	-	0,3°C
Velocidade	Tubo de Pitot	DWYER	5%
Rotação	Tacômetro Digital	Minipa/MDT-2238.	± 0,05%+1 Dig
RTD	Agilent	HP34970A	± 0,02
NTC	Agilent	HP34970A	± 0,05

INCERTEZA DA MEDIÇÃO DA TEMPERATURA PT-100

(δS_{RTD}) = Incerteza do sensor de temperatura

(δI_i) = Incerteza do instrumento de leitura

$$(\delta S_{RTD}) = 0,3^\circ\text{C}$$

$$(\delta I_i) = 0,02^\circ\text{C}$$

A incerteza da medição de temperatura é:

$$\delta(RTD)^2 = (0,3)^2 + (0,02)^2$$

$$\delta(RTD)^2 = 0,30^\circ\text{C}$$

INCERTEZA DA MEDIÇÃO DA TEMPERATURA- NTC

(δS_{NTC}) = Incerteza do sensor de temperatura

(δI_i) = Incerteza do instrumento de leitura

$$(\delta S_{NTC}) = 0,01^\circ\text{C}$$

$$(\delta I_i) = 0,05^\circ\text{C}$$

A incerteza da medição de temperatura é:

$$\delta(NTC)^2 = (0,01)^2 + (0,05)^2$$

$$\delta(NTC) = 0,026^\circ\text{C}$$

INCERTEZA DA MEDIÇÃO DA ROTAÇÃO

Tabela B 2 – Dados de incerteza para rotação

Rotação rpm
1080 ± 54
2080 ± 104
1080 ± 54

INCERTEZA DA MEDIÇÃO DA PRESSÃO E TEMPERATURA

Tabela B 3 – Dados de incerteza para temperatura e pressão

Pressão de Alta	Pressão de Baixa (bar)	Temperatura de Condensação °C	Temperatura de Evaporação °C
9,3 ± 0,11	3,2 ± 0,11	36,1 ± 0,11	2,8 ± 0,11
10,72 ± 0,11	3,2 ± 0,11	42,8 ± 0,11	2,2 ± 0,11
9,3 ± 0,11	3,3 ± 0,11	40 ± 0,11	2,8 ± 0,11

INCERTEZA DA MEDIÇÃO DA VELOCIDADE

Tabela B 4 – Dados de incerteza para velocidade

VELOCIDADE (m/s)
6 ± 0,3
6,5 ± 0,325

APÊNDICE C – Propriedades termodinâmicas da entrada e saída do ar

Tabela C.1 - Propriedades termodinâmicas da entrada e saída do ar

Média Tbu (°C)	Média Tbs (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Volume específico (m ³ /kg)	Densidade (kg/m ³)	Média Tbs (°C)	Média Tbu (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Volume específico (m ³ /kg)	Densidade (kg/m ³)
20,1	27,6	57,7	0,868	1,15	9,4	8,8	26,6	0,809	1,23
19,7	27,2	56,3	0,866	1,15	8,6	8,1	25,0	0,806	1,24
19,2	26,7	54,5	0,864	1,15	7,6	7,2	23,1	0,803	1,24
18,8	26,1	53,1	0,862	1,16	7,2	6,8	22,3	0,802	1,25
18,3	24,6	51,7	0,858	1,16	6,8	6,2	21,0	0,800	1,25
17,70	23,7	49,7	0,854	1,17	6,4	5,9	20,4	0,799	1,25
17,2	23,2	48,3	0,853	1,17	6,2	5,8	20,2	0,798	1,25
16,8	22,5	47,2	0,850	1,17	6,1	5,6	19,8	0,798	1,25
16,3	22,5	45,8	0,850	1,17	5,9	5,6	19,8	0,797	1,25
16,0	21,9	44,8	0,848	1,18	5,6	5,3	19,3	0,796	1,25
15,8	21,5	44,3	0,847	1,18	5,8	5,5	19,7	0,797	1,25
15,6	21,1	43,6	0,845	1,18	5,8	5,6	19,7	0,797	1,25
15,5	20,9	43,4	0,845	1,18	6,0	5,6	19,9	0,797	1,25