

# AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA CARGA DE GÁS EM UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR AUTOMOTIVO

**Rafael P. Sacca Díaz**

[rafaelsd@ltdc.coppe.ufrj.br](mailto:rafaelsd@ltdc.coppe.ufrj.br)

Departamento de Engenharia Mecânica

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Rua Marquês de São Vicente 225, Rio de Janeiro, RJ – 22453-900 – Brasil

**Sergio Leal Braga**

[slbraga@mec.puc-rio.br](mailto:slbraga@mec.puc-rio.br)

Departamento de Engenharia Mecânica

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Rua Marquês de São Vicente 225, Rio de Janeiro, RJ – 22453-900 – Brasil

**Resumo.** *O presente trabalho teve por objetivo avaliar a influência da carga de gás refrigerante em um sistema de condicionamento de ar automotivo. Para tal foi construída uma bancada experimental, com duas câmaras climáticas, para a instalação do sistema de refrigeração, instrumentação e dispositivos de geração de carga térmica. Foram realizados diversos testes, com diferentes cargas de gás refrigerante R-134a, controlando-se as temperaturas e umidades das câmaras. Durante os testes foram monitorados os parâmetros de interesse, de forma a quantificar o desempenho do sistema sob as diversas condições. Os resultados experimentais mostraram o comportamento real do ciclo de refrigeração, a queda de pressão nas linhas de descarga e de sucção, assim como no condensador e no evaporador. Apresenta-se o sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador bem como o superaquecimento na sucção. Verifica-se uma tendência politrópica, no lugar do processo isentrópico do ciclo ideal e um conseqüente aumento na temperatura de descarga do compressor. Os resultados observados concordaram com as expectativas teóricas do problema considerado.*

**Palavras – chave:** *Refrigeração automotiva; condicionamento de ar; ciclo de refrigeração; carga de gás; R-134a.*

## 1. INTRODUÇÃO

A tecnologia automotiva tem alcançado progressos consideráveis, tanto no aspecto mecânico como funcional. Tais avanços tecnológicos visam mais segurança, conforto, desempenho e redução de impactos ambientais. Os sistemas de condicionamento de ar estão incluídos entre os itens que sofrem contínuas transformações. A busca por melhores eficiências, menor consumo de energia e maior conforto é, cada vez mais, um objetivo perseguido por todos os fabricantes de veículos.

O presente trabalho apresenta um estudo experimental em condicionadores de ar automotivos, onde a carga de gás refrigerante R-134a é variada, em busca de se determinar sua influência sobre o desempenho global do sistema. Para tal foi construída uma bancada de ensaios composta, basicamente, por um ciclo de refrigeração por compressão de vapor e a necessária instrumentação para o seu acionamento e monitoramento. Foram utilizados componentes originais de um sistema de condicionamento de ar de um veículo nacional, acionado por intermédio de um

motor elétrico de rotação variável. Sistemas de aquecimento (carga térmica), sensores e controladores foram empregados para simular o funcionamento real em campo. Os testes experimentais visam estabelecer correlações e padrões de comportamento.

## 2. OBJETIVOS

Os objetivos iniciais incluíam as seguintes atividades

- Montagem de uma bancada experimental para desenvolvimento de estudos
- Estudo experimental do fenômeno de resfriamento e aquecimento do habitáculo automotivo através da construção de câmaras de teste com possibilidades de controle do clima interno.
- Determinação de situações de carga de gás para avaliação do desempenho térmico.
- Desenvolvimento e avaliação experimental do sistema de condicionamento de ar automotivo, envolvendo análise conceitual das técnicas operativas e princípios de funcionamento, submetido à influência de diferentes cargas de gás refrigerante no sistema.

## 3. DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO

Foram construídas duas câmaras, com controles individuais de temperatura e umidade, para abrigar os trocadores de calor de um sistema de condicionamento de ar automotivo. Estas são aqui denominadas Câmara (1), a câmara quente, onde é instalado o condensador, e Câmara (2), a fria, onde fica o evaporador. A Figura 1 mostra esquematicamente esta configuração.

Para manter constante a temperatura da câmara (1), um sistema de refrigeração (A.C. na Figura 1) permanece ligado continuamente, retirando o calor liberado pelo condensador, enquanto uma resistência elétrica é acionada pelo sistema de controle. Na câmara (2), apenas uma resistência elétrica controlada se faz necessária para repor o calor retirado pelo evaporador. Em ambas as câmaras a umidade é controlada por resistências elétricas imersas em ar e água. Sensores de umidade enviam as leituras para o controlador que aciona tais resistências.

O Sistema todo tem um painel elétrico de controle para os acionamentos de todos os dispositivos: resistências de ar, água (umidificador) e ventiladores.

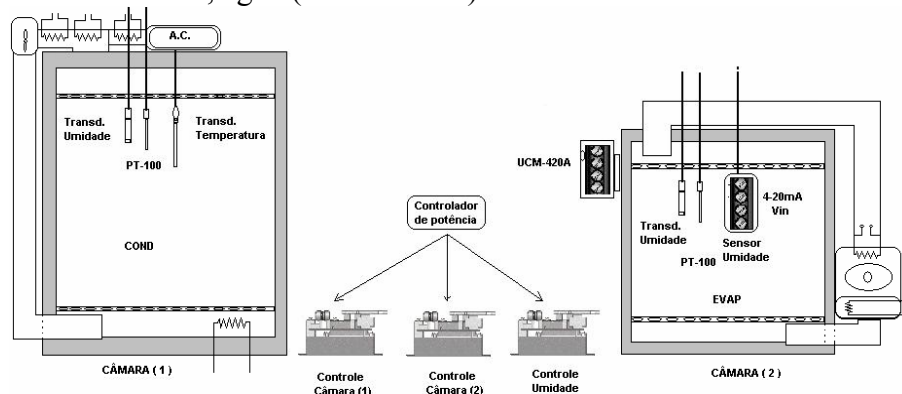


Figura 1- Instalação de Câmara de ensaios

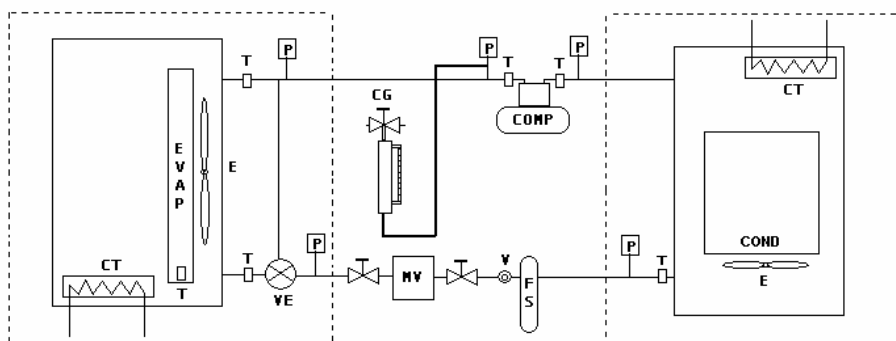
Construiu-se um sistema de refrigeração com todos os componentes originais de um automóvel. Foram empregados transdutores de temperatura, pressão e vazão mássica, para monitorar estas variáveis ao longo do ciclo. Para substituir o motor do automóvel, empregou-se um motor elétrico acoplado a um inversor de frequência, responsável pelo controle da rotação do motor. Um sensor magnético contabiliza as voltas do compressor, permitindo desta forma a leitura da rotação. O torque, se mede através de uma célula de carga, acoplada a um braço fixo à carcaça em balanço do motor, especialmente adaptada para este fim. Toda a instrumentação da bancada é gerenciada por um sistema de aquisição de dados e controle.

Para a circulação do refrigerante, optou-se por mangueiras, especialmente produzidas para este caso, pois diferem, em tamanho, das do veículo original. Após o compressor, o condensador é montado no interior de sua câmara, num painel vertical. Em seguida aparece o filtro secador e o sistema de medição de fluxo tipo Coriolis, aí instalado para obter a vazão do condensado. O próximo componente do sistema é a válvula de expansão, acoplada ao evaporador. Neste adaptada uma calha para colher e drenar a umidade condensada. As mangueiras foram feitas com adaptações especiais para facilitar a montagem dos transdutores de pressão e temperatura. "O-rings" garantem a perfeita vedação do sistema.

Um cilindro dosador em vidro graduado é empregado na operação de quantificar a massa de refrigerante utilizada no sistema. Isto era possível a partir da transferência de refrigerante deste para o sistema e vice-versa.

#### 4. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Como já mencionado, os componentes do ciclo de refrigeração foram posicionados nas câmaras de ensaios. Uma visão esquemática é mostrada na figura 2.



CT:	Carga térmica	MV:	Medidor do fluxo mássico	V:	Visor de Refrigerante
CG:	Cargas de Gás	P:	Transdutor de Pressão	E:	Eletroventiladores
FS:	filtro secador	T:	Transdutor de temperatura	VE:	válvula de expansão

Figura 2- Montagem do aparato experimental automotivo

O acionamento do sistema é feito com as portas das câmaras fechadas. Os dispositivos de controle de umidade e temperatura são acionados e posteriormente, se fixam as temperaturas de ensaio previamente estabelecidas. São acionadas as resistências que simulam as cargas térmicas no interior das câmaras. O sistema opera até que as condições de regime permanente sejam alcançadas. A partir deste instante o sistema de aquisição é acionado, para registrar os dados de interesse.

##### 4.1. Medição da Temperatura na Câmara Automotiva

O perfil de temperaturas dentro da câmara (2), onde fica o evaporador, é obtido a partir da leitura de vários PT-100, calibrados na faixa de 0 a 64°C, com uma incerteza média de 0.11 °C. Como a circulação dentro câmara foi projetada seguindo normas específicas, foi possível obter uma boa homogeneidade no campo térmico. A medição de umidade relativa pode ser avaliada numa faixa que vai de 5% até 95%, com uma incerteza média de 2%.

##### 4.2. Circuito de Compressão de Vapor Automotivo

- Selecionou-se um compressor marca DENSO, modelo 6P148A, do tipo “Swash Plate”, para condições de operação no lado de alta de 3,53 MPa e no lado de baixa 1,67 MPa.

Temperatura EVAP	18																																											
Temperatura COND	34										37										40										42				45									
RPM	1	2	3	1600			5	6	7	8	9	10	1	2	3	1600			5	6	7	8	9	10	1	2	3	1600			5	6	7	8	9	10	1600				1600			
Eleto-Ventilador	1ra 2da 3ra 4ta												1ra 2da 3ra 4ta																1ra 2da 3ra 4ta								1ra 2da 3ra 4ta							
# Carga de GAS	3																																											
Condição	Carga Normal																																											

Temperatura EVAP	18																																														
Temperatura COND	34										37										40										42				45												
RPM	1	2	3	1600				5	6	7	8	9	10	1	2	3	1600				5	6	7	8	9	10	1	2	3	1600				5	6	7	8	9	10	1600				1600			
Eleto-Ventilador		1ra	2da	3ra	4ta									1ra	2da	3ra	4ta											1ra	2da	3ra	4ta									1ra	2da	3ra	4ta	1ra	2da	3ra	4ta
# Carga de GAS	5																																														
Condição	Excesso de Carga																																														

## 6. RESULTADOS

Para avaliar a relação entre a vazão mássica e a rotação do compressor, foram fixadas as temperaturas em ambas as câmaras, assim como a umidade que variou entre 45% – 55%, enquanto a rotação era variada. Os resultados obtidos, para as três diferentes cargas de gás, são apresentados nas figuras 3 e 4 a seguir, e mostram uma tendência levemente crescente para a vazão mássica à medida que se incrementa a rotação do compressor, para  $T_{ev} = 18^{\circ}C$ .

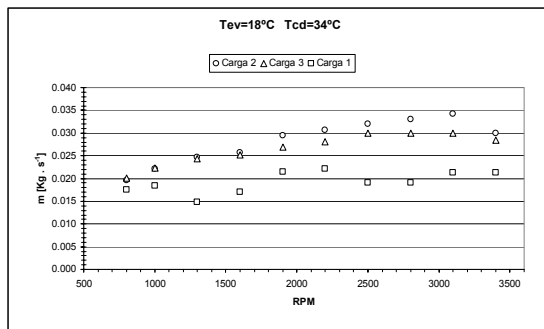


Figura 3.- Fluxo de massa em função das rotações do compressor.  $T_{cd} = 34^{\circ}C$

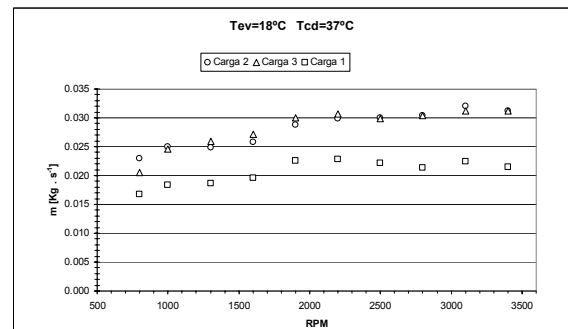


Figura 4.- Fluxo de massa em função das rotações do compressor.  $T_{cd} = 37^{\circ}C$

A capacidade de refrigeração do sistema, ou potencia térmica absorvida no evaporador, é mostrada nas figuras 5 e 6 e apresenta uma tendência quase constante para toda a faixa da velocidade angular, face à baixa variação de fluxo de massa.

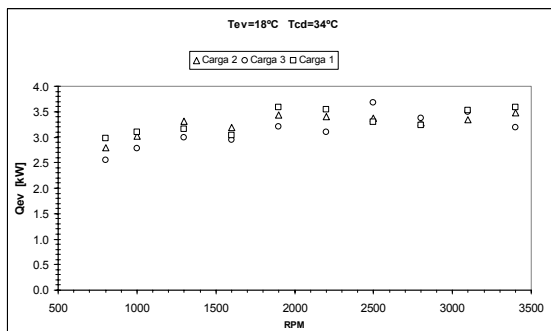


Figura 5.-  $\dot{Q}_{ev}$  em função das rotações do compressor,  $T_{cd} = 34^{\circ}C$

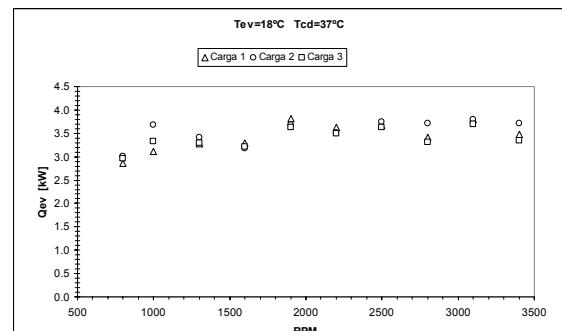


Figura 6.-  $\dot{Q}_{ev}$  em função das rotações do compressor,  $T_{cd} = 37^{\circ}C$

Com o incremento das rotações de compressor o coeficiente de performance do sistema, COP, diminui, significando que para menores rotações do compressor obtém-se melhores desempenhos. Pode-se observar nas figuras a seguir o comportamento do COP em função da velocidade angular do compressor para diferentes temperaturas na câmara (1), três situações diferentes de carga de gás refrigerante e  $T_{ev} = 18^{\circ}C$  constante.

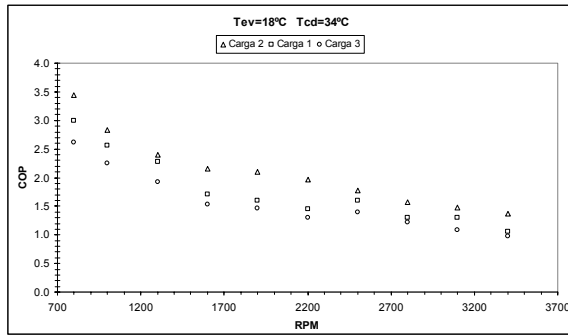


Figura 7- COP em função das rotações  
do compressor,  $T_{cd} = 34^{\circ}C$

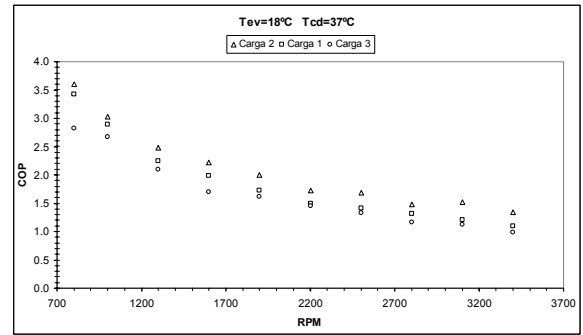


Figura 8- COP em função das rotações  
do compressor,  $T_{cd} = 37^{\circ}C$

Analogamente o comportamento do COP em função da velocidade angular do compressor para diferentes temperaturas na câmara (1) e três situações diferentes de carga de gás refrigerante, porém com  $T_{ev} = 21^{\circ}C$  constante é mostrado nas figuras 9 e 10.

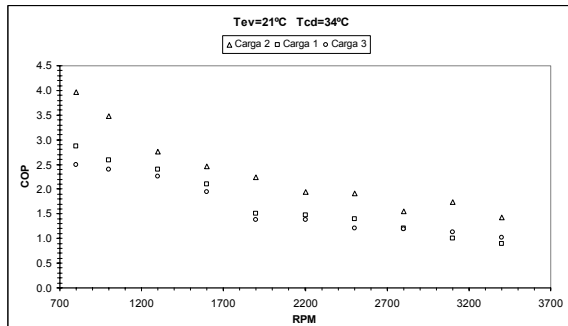


Figura 9- COP em função das rotações  
do compressor,  $T_{cd} = 34^{\circ}C$

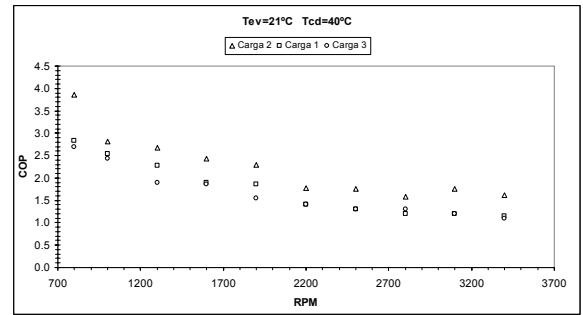


Figura 10- COP em função das rotações  
do compressor,  $T_{cd} = 40^{\circ}C$

Quando o compressor sofre aumento na sua rotação, a potência requerida pelo sistema aumenta. Pode-se verificar que para situações de insuficiência de carga a potência necessária para acionar o sistema é inferior à demandada em excesso de carga. As figuras 11 e 12 a seguir mostram a potência requerida pelo compressor em função de sua velocidade angular para diferentes temperaturas na câmara (1) e três situações diferentes de carga de gás refrigerante.  $T_{ev} = 18^{\circ}C$  constante.

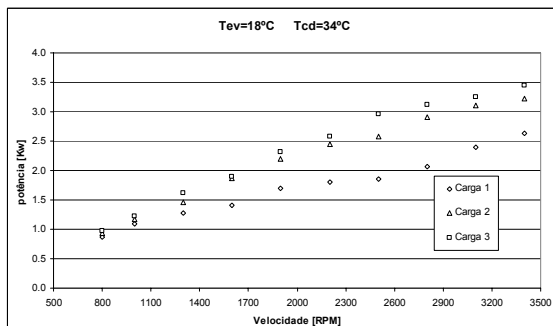


Figura 11-  $\dot{W}_c$  em função das rotações  
do compressor,  $T_{cd} = 34^{\circ}C$

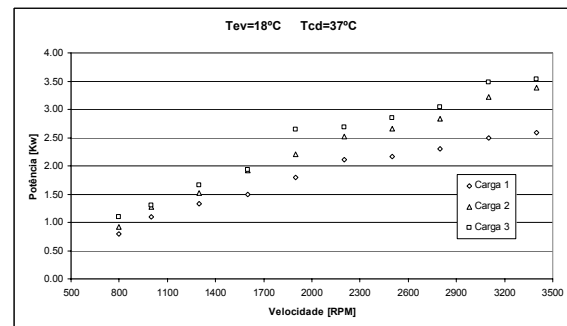


Figura 12-  $\dot{W}_c$  em função das rotações  
do compressor,  $T_{cd} = 37^{\circ}C$

A potência térmica absorvida no evaporador em função da temperatura do seu habitáculo, para diferentes temperaturas da câmara 1, três situações diferentes de carga de gás refrigerante e

rotação de 3100 rpm no compressor pode ser observada nas figuras a seguir. Maiores temperaturas de evaporação, elevam a capacidade do evaporador.

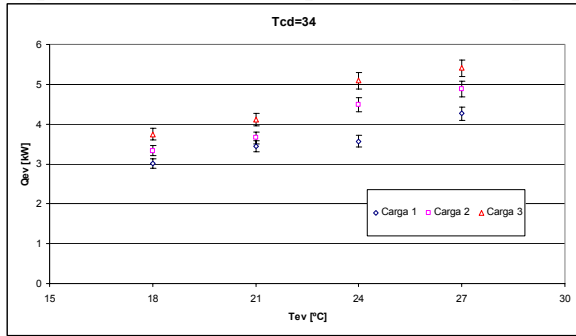


Figura 13-  $\dot{Q}_{ev}$  em função da temperatura

de evaporação,  $T_{cd} = 34^{\circ}C$

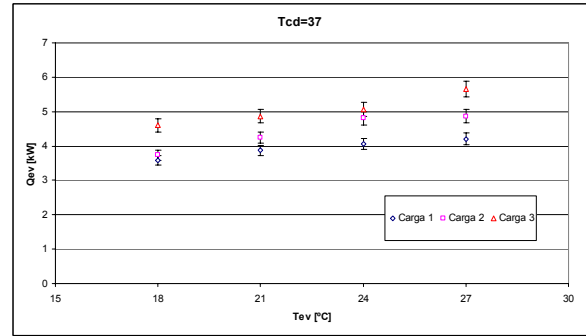


Figura 14-  $\dot{Q}_{ev}$  em função da temperatura

de evaporação,  $T_{cd} = 37^{\circ}C$

Análise do fluxo mássico em função da temperatura de evaporação para diferentes temperaturas de condensação (câmara 1) e três situações diferentes de carga de gás refrigerante. 3100 rpm. Pode-se observar nas figuras a seguir que para maiores temperaturas de evaporação aumenta também a vazão mássica.

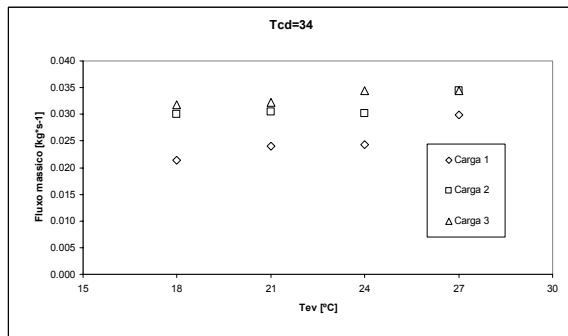


Figura 15- Fluxo mássico em função da temperatura

de evaporação,  $T_{cd} = 34^{\circ}C$

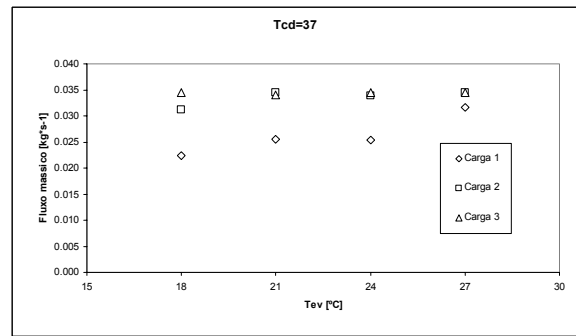


Figura 16- Fluxo mássico em função da temperatura

de evaporação,  $T_{cd} = 37^{\circ}C$

### 6.1. Influência da Rotação do Eletroventilador.

Pode-se observar nas figuras a seguir que a potência exigida pelo compressor aumenta levemente à medida que se reduz a resistência do eletroventilador do evaporador, apresentando uma baixa considerável desta potência no caso de insuficiência de carga de gás refrigerante.

A resistência do eletroventilador do condensador fica fixo em  $0,3\Omega \pm 10\%$ .  $T_{ev} = 18^{\circ}C$ , 1600rpm.

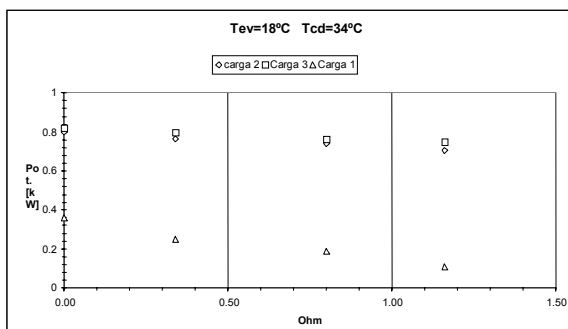


Figura 17-  $\dot{W}_c$  em função da resistência do eletroventilador ,

$T_{cd} = 34^{\circ}C$

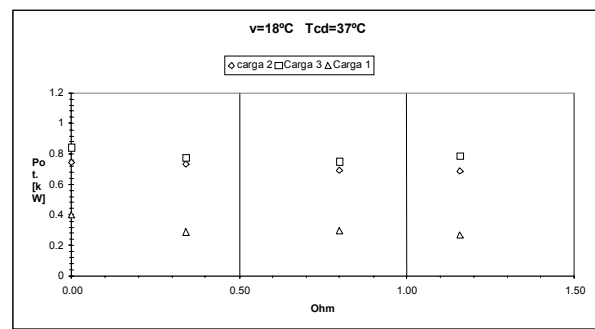


Figura 18-  $\dot{W}_c$  em função da resistência do eletroventilador

,  $T_{cd} = 37^{\circ}C$

Como era de se esperar, a vazão mássica cai juntamente com a rotação do eletroventilador do evaporador. As figuras 19 e 20 apresentam este comportamento para diferentes temperaturas na câmara (1), três situações diferentes de carga de gás refrigerante e velocidade do eletroventilador do condensador fixa com sua resistência em  $0,3\Omega \pm 10\%$ .  $T_{ev} = 18^\circ C$ ,  $N=1600rpm$ .

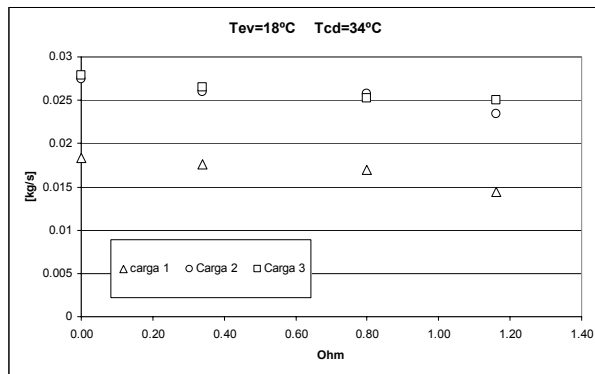


Figura 19- Vazão mássica em função da resistência do eletroventilador.  $T_{cd} = 34^\circ C$

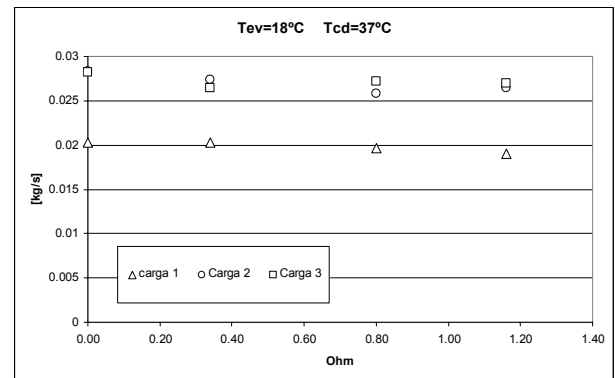


Figura 20- Vazão mássica em função da resistência do eletroventilador.  $T_{cd} = 37^\circ C$

## 6.2. Influência da Carga de Gás no Diagrama p-h.

Para o caso de insuficiência de carga, pode-se observar elevada presença de vapor na válvula de expansão, além do baixo nível de líquido no filtro secador, trazendo como consequência um grande grau de superaquecimento e uma alta temperatura na descarga do compressor.

No caso de excesso de líquido refrigerante, pode-se verificar o excesso no filtro secador, apresentando como consequência uma região de subresfriamento no condensador além de uma alta pressão de descarga.

Quando a carga é adequada, verifica-se o líquido refrigerante entrando na válvula de expansão e uma operação normal desta.

As figuras apresentadas abaixo foram obtidas a partir dos pontos experimentais coletados nas experiências já mencionadas.

$T_{ev} = 18^\circ C$ ,  $N=3100rpm$

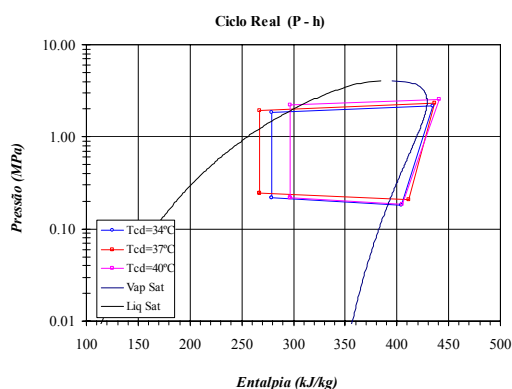


Figura 21-Influência sobre o ciclo de refrigeração P- h com  $T_{cd}$  variável. Carga adequada

$T_{ev} = 21^\circ C$ ,  $N=3100rpm$

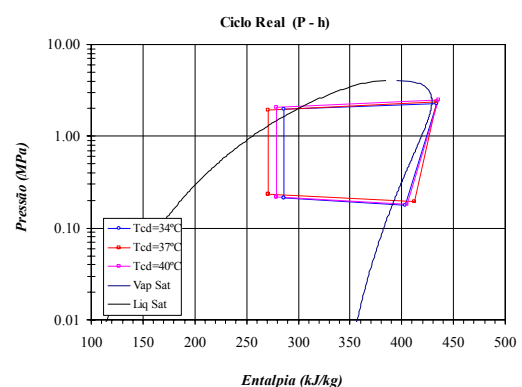


Figura 22- Influência sobre o ciclo de refrigeração P- h com  $T_{cd}$  variável. Carga adequada

$T_{ev} = 21^\circ C$ , Carga 3.

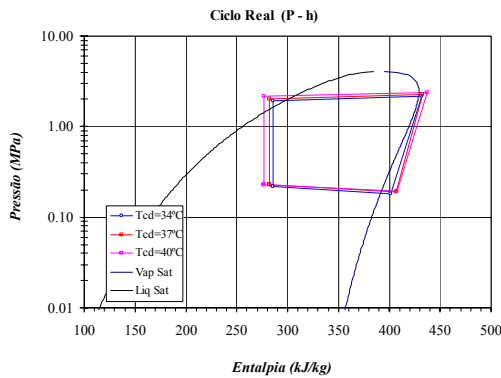


Figura 23- Influência sobre o ciclo de refrigeração P- h com  $T_{cd}$  variável.

$T_{ev} = 24^\circ C$ , Carga 3.

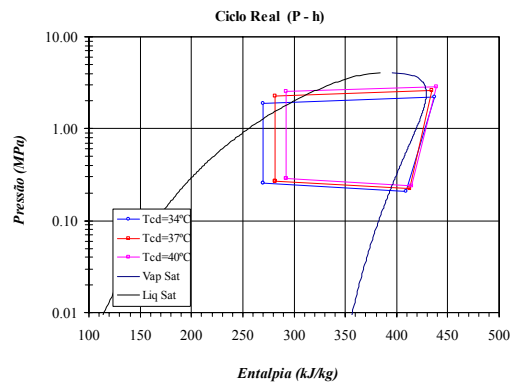


Figura 24- Influência sobre o ciclo de refrigeração P- h com  $T_{cd}$  variável.

## 7. CONCLUSÃO

- Os resultados no presente trabalho apresentaram uma tendência comparável ao comportamento de um ciclo de refrigeração do sistema de condicionamento de ar de automóvel. Os valores de trabalho da unidade relativa variaram entre 45% e 55%.
- Os resultados mostram que o COP do sistema diminui à medida que se incrementam as rotações do compressor. Pode-se dizer então que menores rotações do compressor implicam em melhores desempenhos.
- A carga de gás tem forte influência no desempenho global do sistema. Excesso de carga de gás refrigerante implica em redução significativa do COP, para todos os casos de  $T_{ev}$  e  $T_{cd}$ .
- O sistema demanda maiores potências à medida que se incrementa a rotação do compressor, a temperatura de condensação e a carga de gás, chegando consumir 3,6 kW em situações de excesso de gás refrigerante.
- Maiores temperaturas de evaporação e temperaturas de condensação correspondem aumentos na vazão mássica e potencia térmica do evaporador.
- Aumentos da vazão de ar no eletroventilador do evaporador implicam aumentos na vazão de refrigerante. Gás superaquecido na sucção do compressor apresenta uma tendência politrópica, no lugar do processo isentrópico do ciclo ideal. Este comportamento do ciclo faz com que a temperatura de descarga do compressor ( $T_2$ ) seja elevada.
- A carga exata de gás refrigerante influi positivamente nos parâmetros básicos do ciclo. Excessos de carga de gás refrigerante implicam em altas pressões no sistema. Situações de insuficiência de carga de gás refrigerante provocam altas temperaturas na descarga do compressor e grande grau de superaquecimento.

## 8. REFERÊNCIAS

- ASHRAE. Industrial Refrigeration Handbook, Ashrae Standard, USA, 1998.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. ABNT 12863: Câmaras de ensaios para refrigeradores, congeladores, combinados e aparelhos similares de uso doméstico – Construção e controle. Rio de Janeiro, 1993.
- CECCHINI AND MARCHAL, A simulation model of refrigerating and air-conditioning equipment based on experimental data. ASHRAE Transactions 97 2 (1991), pp. 388-393.
- CHARLIE D COLLINS, WILLIAM DUNN, Experimental Study of Mobile Air Conditioning System Transient Behavior, Department of Mechanical and Industrial Engineering, Univ. Illinois, July 1996.

- CLEVELAND JOHNSTON, NORM MILLER, WILLIAM DUNN, Refrigerant Charge Loss Detection for a Mobile Air Conditioning System, Department of Mechanical and Industrial Engineering, Univ. Illinois, July 1997.
- ERIC RATTIS AND STEVEN BROWN, An experimental analysis of cycling in an automotive air conditioning system, Applied Thermal Engineering vol 20, issue 11, Pages 1039-1058, 1 August 2000.
- G.H.LEE, J.Y. YOO, Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system, International Journal of Refrigeration 23(2000) 243-254
- PARK Y.C., R. MCENANEY, D. BOEWE, J.M. YIN, HRNJAK, Steady state and cycling performance of a typical R134a mobile A/C system, SAE Tech. Paper 1999-01-1190, SAE Congress Proceeding, 1999.
- RUBAS AND W. BULLARD, Factors contributing to refrigerator cycling losses, Elsevier Science, Int. J. Refrig. Vol 18 USA, 1995.

## 9. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído neste trabalho.

## Evaluation of the gas load influence on an automotive air conditioning system

**Rafael P. Sacca Díaz**

[rafaelsd@lttc.coppe.ufrj.br](mailto:rafaelsd@lttc.coppe.ufrj.br)

**Sergio Leal Braga**

[slbraga@mec.puc-rio.br](mailto:slbraga@mec.puc-rio.br)

Departamento de Engenharia Mecânica

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Rua Marquês de São Vicente 225, Rio de Janeiro, RJ – 22453-900 – Brasil

### **Abstract**

*An experimental bench was constructed; it consists of two insulated chambers, where equipment, instruments, devices of measurement and thermal load generation were installed. An automotive air conditioner was mounted to simulate real operation, with the purpose to evaluate the operation parameters affected when using different refrigerant loads of R-134a.*

*Tests with constant temperature and humidity in the simulated automotive chamber for variations of environmental chamber temperature, of mass outflow in the system and variations of torque and speed in the motor-compressor system were performed with different refrigerating amounts creating situations of insufficient load, adequate load and over load.*

*The experimental results shown the real behavior of the refrigeration cycle, the pressure drop in the discharge and suction lines, as well as in the condenser and the evaporator. Also the refrigerant sub-cooling in the exit of the condenser, the gas overheating in the suction, the polytrophic trend instead of the ideal cycle isentropic process was observed. This divergence from the ideal cycle increases the discharge compressor temperature.*

*The refrigerant gas charge influences the performance of the air conditioning system and the present work results agreed well with the theoretical expectations for the considered problem.*

### **keywords**

*Refrigeration; air conditioning; refrigeration cycle; refrigerant charge; R-134a*