

# APROVEITAMENTO DA ENERGIA DOS GASES DE ESCAPE DO MOTOR DE UM VEÍCULO PARA A OBTENÇÃO DE SEU AR CONDICIONADO

**Carlos Alberto de Melo**

Universidade Federal de Uberlândia – Faculdade de Engenharia Mecânica – E-mail:  
[carlosam@mecanica.ufu.br](mailto:carlosam@mecanica.ufu.br)

**Resumo.** Neste trabalho é considerado o acoplamento das curvas características das turbinas e dos compressores para obter um sistema de ar condicionado. É levado em conta a dissipação nos componentes externos do sistema de ar condicionado, como tubos, válvulas, resfriadores, medidores e acessórios. Um sistema de equações algébricas não lineares, devido as leis de conservação, é obtido. Subrotinas especiais são desenvolvidas para calcular as propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho, para a interpolação dos pontos das curvas características das turbinas e dos compressores e para a técnica de solução usada neste trabalho. Várias condições de operação são testadas no algoritmo computacional, para as máquinas (turbinas e compressores), como para os componentes externos e as respectivas influências no sistema de ar condicionado. A otimização das variáveis de operação, como fluxo de massa do gás e do ar, rendimentos das máquinas, relação de compressão e expansão, dissipação nos resfriadores, temperatura do ar na entrada dos compressores, na saída dos resfriadores e coeficiente de performance, é muito importante para a especificação, projeto e operação do sistema de ar condicionado do veículo.

**Palavras-chave:** aproveitamento de energia, ar condicionado, turbina, compressor, simulação e projeto.

## 1. INTRODUÇÃO

Deve-se aproveitar o máximo possível a energia dos gases de escape de um motor de um veículo, pela introdução de um sistema turbo-compressor interno, o qual altera o sistema de injeção do motor e através de sistema externo de turbinas e compressores. Por razões ambientais, deve-se substituir os refrigerantes CFC e o HCFC, usados nos sistemas de refrigeração convencionais, que danificam a camada de ozônio. O ar é um bom substituto, pois não é nocivo ao meio ambiente e tem vantagens adicionais como de poder ser usado em largas faixas de temperatura e de ter um bom controle da sua umidade, conforme relatado por Rémy (1987) e por Murphy et al., (1994).

O ciclo à ar é amplamente usado para o aquecimento e resfriamento, bem como para a pressurização das aeronaves.

Instituições e indústrias têm desenvolvido pesquisas em sistemas de refrigeração à ar, conforme relatado por Van Gerwen e Van Der Wekken (1995).

Vários trabalhos sobre refrigeração, utilizando ciclo à ar, têm sido publicados. Dentre eles, alguns relatam sobre centrais frigoríficas e protótipos, conforme descrito por Gigiel et al., (1995) e por Perilhom (1992). Outros usam diferentes gases de trabalho, conforme Angelino e Invernizzi (

1995). O efeito da umidade do ar é relatado por Fleming et al., (1994). A utilização de ar seco é relatado por Collares (1994) e por Siqueira e Parise (1996).

Zárate e Uwimana (1998) apresentam análise termodinâmica de um ciclo aberto de refrigeração à ar.

Na metodologia usada nos trabalhos citados, nenhum deles faz os acoplamentos entre as curvas características das turbinas e dos compressores e não usam funções de interpolação para as taxas de massas iteradas dos compressores e relações de expansão iteradas das turbinas.

Nestes trabalhos citados, as turbinas e os compressores funcionarão com taxas de massa e relação de compressão ou de expansão diferentes daquelas previstas no modelo, pois, são problemas fortemente não lineares.

Este trabalho consta do aproveitamento da energia dos gases de escape de um motor de um veículo, para a obtenção de seu sistema de ar condicionado, constituído de conjuntos de turbinas e compressores, resfriadores, tubos e válvulas.

Um banco de dados armazena as curvas características e de rendimentos das turbinas e dos compressores.

Dos acoplamentos das curvas das turbinas e dos compressores, entre si e levando em consideração a dissipação nos componentes externos do sistema de ar condicionado, como tubos, válvulas, resfriadores, medidores e acessórios, resultam um sistema de equações algébricas governantes não lineares. Subrotinas especiais são desenvolvidas para a modelagem das propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho, para a obtenção das funções de interpolação para as curvas características e de rendimentos dos compressores e das turbinas e para a técnica de solução usada neste trabalho.

Várias condições de operação são testadas no algoritmo computacional, tanto para as máquinas (turbinas e compressores), como para os componentes externos e as respectivas influências no ciclo de ar condicionado.

## 1. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

Na Figura 1, abaixo, está representado o esquema físico do sistema de ar condicionado a ser projetado:

Os gases de escape do motor do veículo, turbinado ou não, são expandidos na turbina TB1, que está diretamente acoplada (mesmo eixo) ao compressor C1. Este compressor C1 recebe o ar condicionado, após ter sido aspirado da atmosfera, comprimido pelo compressor C2 e resfriado no resfriador Resf2. Após a compressão no compressor C1, o ar é resfriado no resfriador Resf1, posteriormente expandido na turbina TB2 até a entrada na no interior do veículo condicionado(6).

Na Figura 2 estão representadas as taxas de massa reduzida, em função da relação de expansão na turbina, para várias rotações reduzidas e na figura 3 estão representadas as curvas de rendimento, em função da relação de expansão na turbina, para várias rotações reduzidas.

As curvas das Figuras 2 e 3 foram fornecidas pelo fabricante “AlliedSignal Automotive”, com base em testes realizados em Laboratório.

A figura 4 representa a relação de compressão no compressor em função da taxa de massa reduzida e a Figura 5 representa o rendimento do compressor em função da taxa de massa reduzida

As curvas das Figuras 4 e 5 foram fornecidas pelo fabricante “Schwitzer Turbocharger”, com base em testes realizados em Laboratório.

Tanto a “Allied Signal Automotive”, quanto a “Schwitzer Turbocharger”, forneceram as curvas com base na planilha Excel, a qual foi transformada em gráficos, como indicados nas Figuras 2 à 5.

Como nas curvas características das bombas centrífugas, como nos ventiladores centrífugos, há uma gama de variedades de curvas, tanto para as turbinas a gás, quanto para os compressores. Entretanto a disponibilidade destas curvas estão sujeitas às restrições dos fabricantes. Tais restrições não deveriam existir, uma vez que, a capacidade de saber interpretá-las e acoplá-las entre si e aos componentes externos, restringe-se aos projetistas, que priorizarão tais equipamentos na ocasião da compra.

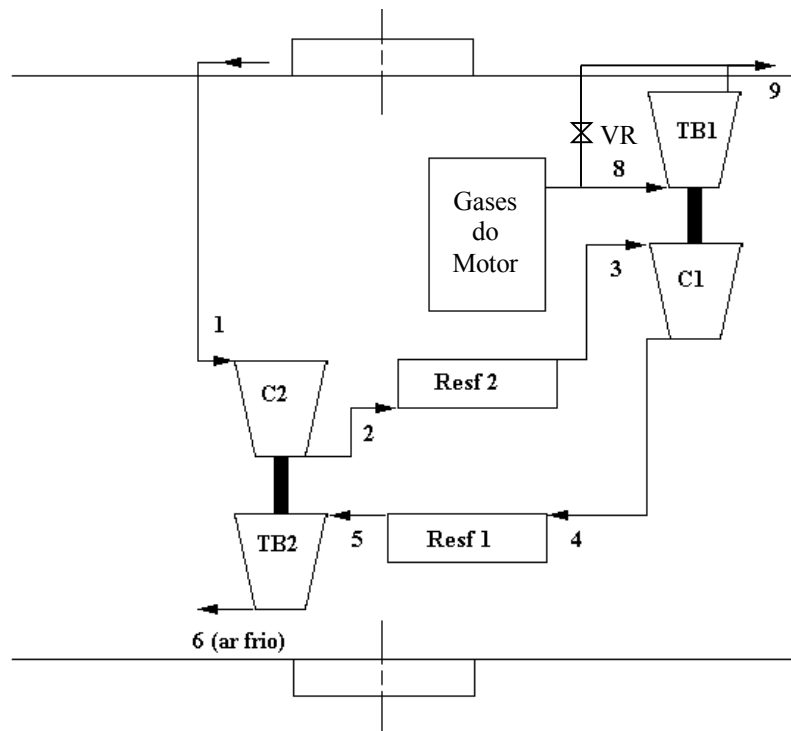


Figura 1. Esquema físico do sistema de ar condicionado de um veículo

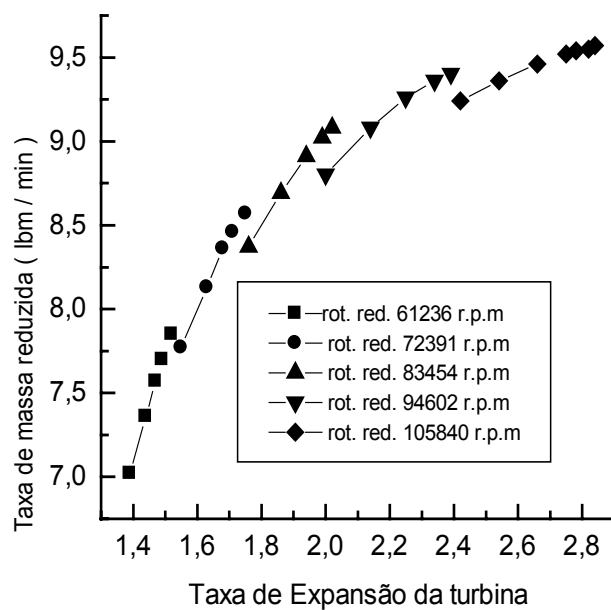


Figura 2. Curvas características das turbinas à gás

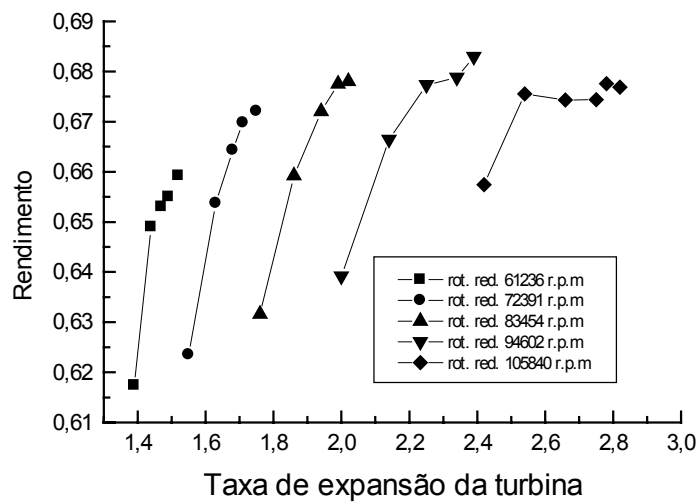


Figura 3. Curvas de rendimento das turbinas

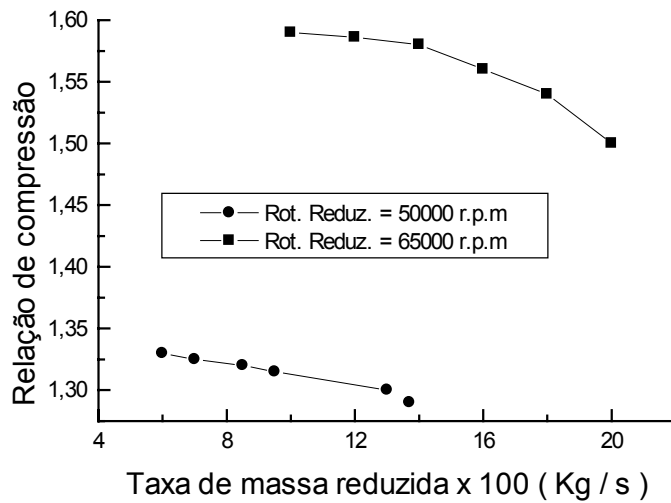


Figura 4. Curvas características dos compressores

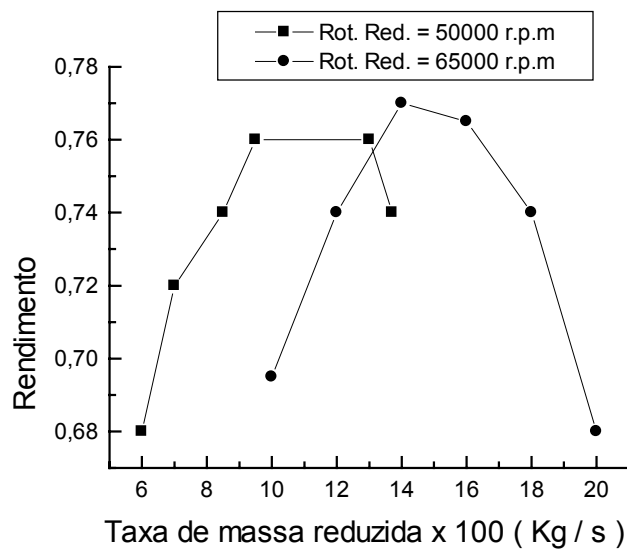


Figura 5. Curvas de rendimentos dos compressores

As taxas de massa reduzidas são definidas como segue:

$$W^* = \frac{\sqrt{T_E / T_{RE}}}{p_E / p_{RE}} W$$

As rotações reduzidas são definidas como:

$$N^* = \sqrt{T_E / T_{RE}} N$$

$W$  representa a taxa de massa e  $W^*$  a taxa de massa reduzida

$N$  representa a rotação real e  $N^*$  representa a rotação reduzida

$T_E$  representa a temperatura na entrada da máquina e  $T_{RE}$  a temperatura absoluta de referência dos testes.

$p_E$  representa a pressão na entrada da máquina e  $p_{RE}$  a pressão de referência dos testes.

Para o fabricante “AlliedSignal Automotive” a pressão de referência é de  $1,014 \times 10^5 \text{ N / m}^2$ , para testes realizados com turbina e de  $9,62 \times 10^4 \text{ N / m}^2$  para testes realizados com compressores. A temperatura de referência é de 288 K, para testes realizados com turbinas e de 302,4 K, para testes realizados com compressores.

Para o fabricante “Schwitzer Turbocharger”, a temperatura de referência é de 302,6 K e a pressão de referência é de  $9,57 \times 10^4 \text{ N / m}^2$ , para ambas as máquinas turbinas ou compressores.

## 2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Com base no princípio da conservação de energia e considerando as definições das taxas de massa reduzidas, podemos escrever:

$$W_{T1}^* RE_{T1} \sqrt{T_{RE_{T1}} T_{E_{T1}}} \frac{p_{S_{T1}}}{p_{RE_{T1}}} \frac{\gamma_G}{\gamma_G - 1} R_G \left[ \frac{\frac{\gamma_G - 1}{RE_{T1}^{\gamma_G}} - 1}{\eta_{T1} \eta_{C1}} - \right. \\ \left. W_{C2}^* \frac{RE_{T2}}{RC_{C1}} \frac{p_{E_{VE}}}{p_{RE_{C1}}} \sqrt{T_{RE_{C1}} T_{S_{Re2}}} \frac{\gamma_{AR}}{\gamma_{AR} - 1} R_{AR} \left[ \frac{\frac{\gamma_{AR} - 1}{RC_{C1}^{\gamma_{AR}}} - 1 \right] = 0 = R(1) \right]$$

$$W_{T2}^* RE_{T2} \frac{p_{E_{VE}}}{p_{RE_{T2}}} \sqrt{T_{RE_{T2}} T_{E_{T2}}} \frac{\gamma_{AR}}{\gamma_{AR} - 1} R_{AR} \left[ \frac{\frac{\gamma_{AR} - 1}{RE_{T2}^{\gamma_{AR}}} - 1}{\eta_{T2} \eta_{C2}} - \right. \\ \left. \frac{W_{C2}^* RE_{T2}}{RC_{C2} RC_{C1}} \sqrt{T_{RE_{C2}} T_{E_{C2}}} \frac{p_{E_{CF}}}{p_{RE_{C2}}} \frac{\gamma_{AR}}{\gamma_{AR} - 1} R_{AR} \left[ \frac{\frac{\gamma_{AR} - 1}{RC_{C2}^{\gamma_{AR}}} - 1 \right] = 0 = R(2) \right]$$

Os balanços de massa nos compressores 1 e 2 e na turbina 2 permitem-se escrever:

$$\frac{p_{E_{C2}}}{p_{RE_{C2}}} \sqrt{\frac{T_{RE_{C2}}}{T_{E_{C2}}}} W_{C2}^* - \frac{p_{E_{VE}}}{p_{RE_{C2}}} RE_{T2} \frac{1}{RC_{C1}} \sqrt{\frac{T_{RE_{C2}}}{T_{S_{Re2}}}} W_{C1}^* = 0 = R(3)$$

$$\frac{P_{E_{C2}}}{P_{EVE}} \frac{P_{RE_{T2}}}{P_{RE_{C2}}} \sqrt{\frac{T_{S_{Re2}} T_{RE_{C2}}}{T_{E_{C2}} T_{RE_{C2}}}} W_{C2}^* - W_{T2}^* RE_{T2} = 0 = R(4)$$

RE representa a taxa de expansão, RC à de compressão

$\gamma$  representa a relação entre o calor específico à pressão constante e à volume constante

G representa o gás de combustão, VE o veículo.

As propriedades do gás de combustão e do Ar são colocadas num banco de dados e os valores em cada ponto do ciclo são interpoladas, usando a interpolação do tipo "spline cúbica".

São levadas em consideração as dissipações nos resfriadores Re1 e Re2, ou seja, a pressão na entrada da turbina 2 é menor do que na saída do compressor 1, assim como, a pressão na entrada do compressor 1 é menor do que na saída do compressor 2.

A equação de Darcy é usada para avaliar a queda de pressão nos resfriadores e os coeficientes K de perdas localizadas são avaliados com base nos dados de resfriadores de placas, com correntes cruzadas.

Nas equações residuais R(1) à R(4) as incógnitas são:  $RE_{T1}$ ,  $W_{C1}^*$ ,  $RE_{T2}$  e  $W_{C2}^*$ .

No processo de solução, a ser descrito, a variável iterada  $RE_{T1}$  tem a sua correspondente  $W_{T1}^*$ , obtida por interpolação "Spline" de uma das curvas testadas da família da Figura 2, a variável iterada  $W_{C1}^*$  tem a sua correspondente  $RC_{C1}$ , obtida por interpolação "spline" de uma das curvas testadas da família da Figura 4, a variável iterada  $RE_{T2}$  tem a sua correspondente  $W_{T2}^*$ , obtida por interpolação "Spline" de uma das curvas testadas da família da Figura 2 e a variável  $W_{C2}^*$  tem a sua correspondente  $RC_{C2}$ , obtida por interpolação "Spline" de uma das curvas testadas da família da Figura 4.

Como a turbina T1 é diretamente acoplada ao compressor C1, ou seja, mesma rotação, as curvas testadas para T1 e C1 devem ter suas rotações reduzidas conforme:

$$N_{C1}^* = \sqrt{\frac{T_{RE_{C1}} T_{E_{C1}}}{T_{E_{T1}} T_{RE_{C1}}}} N_{T1}^* \quad (a)$$

Para cada relação de expansão testada na turbina 1 ou 2, o correspondente rendimento  $\eta$ , é obtido por interpolação "spline" de uma das curvas da família da Figura 3 e para cada taxa de massa reduzida testada do compressor C1 ou C2, o correspondente rendimento  $\eta$ , é obtido por interpolação "Spline" de uma das curvas da família da Figura 5.

Vê-se que o sistema R(1) à R(4) é fortemente não linear.

O método de solução é como segue:

Considerando as equações R(1) à R(4), elas podem ser escritas como equações residuais na forma que se segue :

$$F_1(V_1, V_2, V_3, V_4) = 0 \quad (1)$$

$$F_2(V_1, V_2, V_3, V_4) = 0 \quad (2)$$

$$F_3(V_1, V_2, V_3, V_4) = 0 \quad (3)$$

$$F_4(V_1, V_2, V_3, V_4) = 0 \quad (4)$$

$V_1, V_2, V_3$  e  $V_4$  representam as variáveis a serem determinadas, que representam, respectivamente:

$$RE_{T1}, W_{C1}^*, RE_{T2} e W_{C2}^*$$

O sistema de (1) à (4) é resolvido pelo método de Newton Rhapson, de múltiplas variáveis.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Na Tabela 1 estão um dos resultados das simulações das variáveis de operação do ciclo de ar condicionado, quando se testa para as turbinas 1 e 2 a curva legendada pelo quadrado cheio da Figura 3 (rot. Red. = 61236 r.p.m) e para os compressores 1 e 2 a curva legendada pelo círculo cheio da Figura 4 (rot. Red. = 50000 r.p.m).

Tabela 1. Variáveis simuladas do Ciclo de ar condicionado

	1	2	3	4	5	6	SV	8
$p \times 10^{-5} (Pa)$	1,014	1,336	1,336	1,768	1,768	1,014	1,014	1,7
$T(K)$	300	332,7	300	334,2	300	271,6	300	335,1
$W^* (kg / s)$	0,0904	0,0903	0,0748	0,07478	0,06136	0,06136	0,06136	0.0631
$W (kg / s)$	0,0961	0,0961	0,0961	0,0961	0,0961	0,0961	0,0961	0.0933

$P_{TB1} = 3,62$  CV ;  $P_{C1} = 3,62$  CV ;  $P_{TB2} = 2,99$  CV ;  $P_{C2} = 2,99$  CV ;  $AR / COMB = 1,6$  ;  $P_{MOTOR} = 118,3$  CV ; Análise dos gases:  $CO_2 = 11,8\%$  ;  $CO = 1\%$  ;  $SO_2 = 0,2\%$  ;  $N_2 = 8\%$  e  $O_2 = 6\%$

Na Tabela 1 SV representa o ponto de saída do veículo.

Na Figura 6 está representado o coeficiente de performance do sistema de ar condicionado, em função da temperatura na saída dos resfriadores 1 e 2 e na Figura 7 a carga térmica, para temperatura ambiente igual a 290 K.

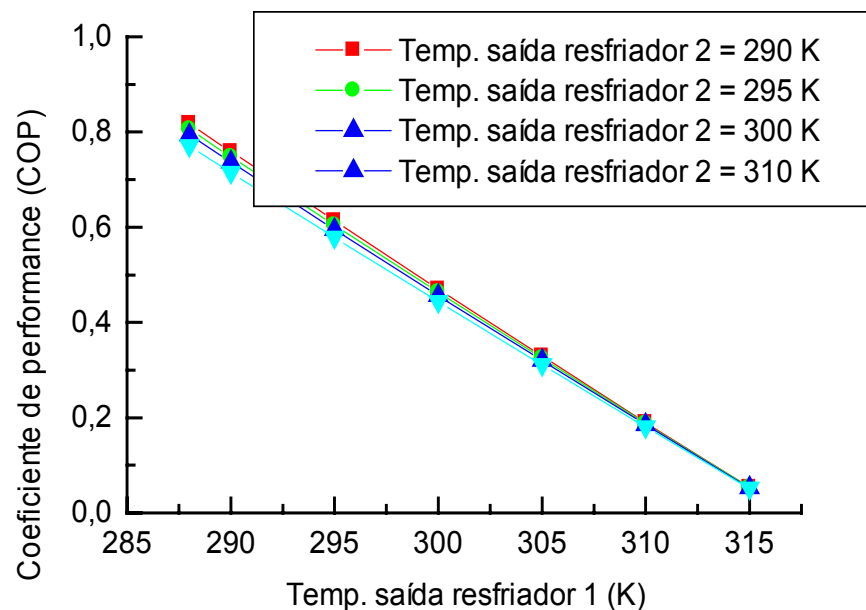


Figura 6. Coeficiente de performance

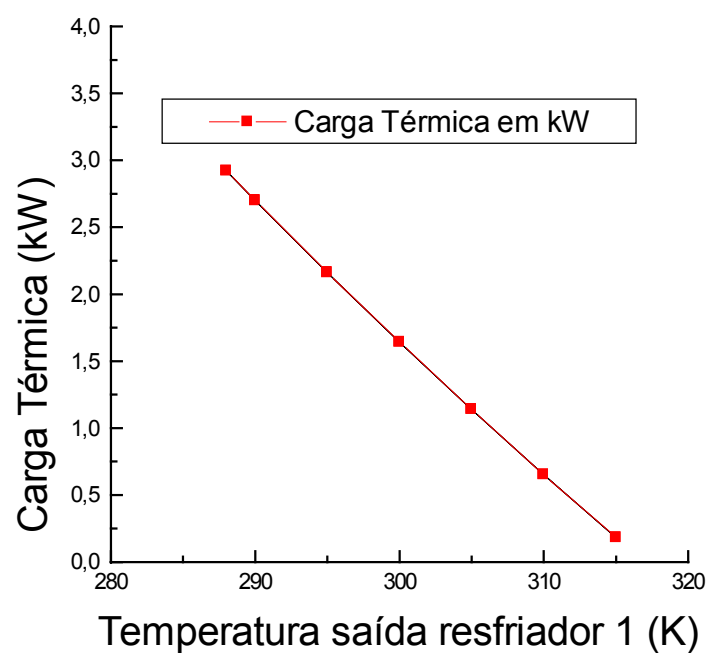


Figura 7. Carga Térmica do sistema de ar condicionado

Na Figura 8 está representado o coeficiente de performance do sistema de ar condicionado, em função da temperatura na saída dos resfriadores 1 e 2 e na figura 9 a carga térmica, para temperatura ambiente igual a 300 K.

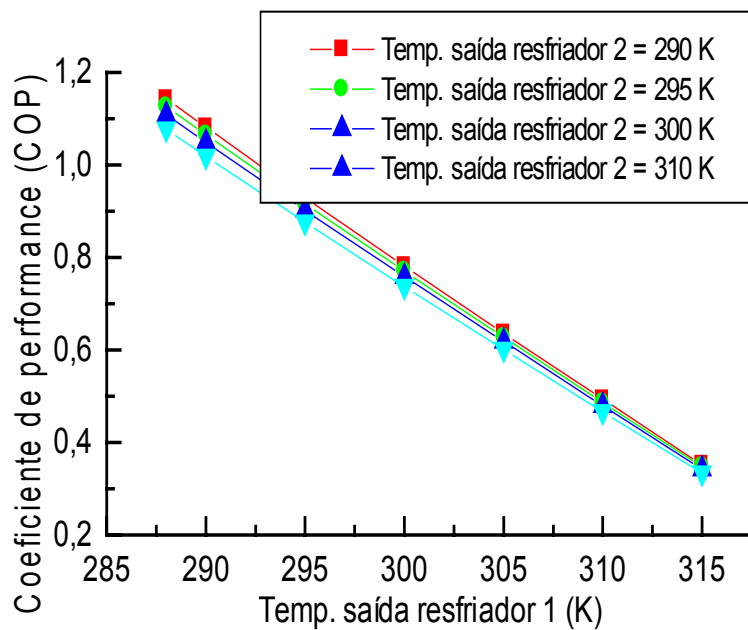


Figura 8. Coeficiente de performance



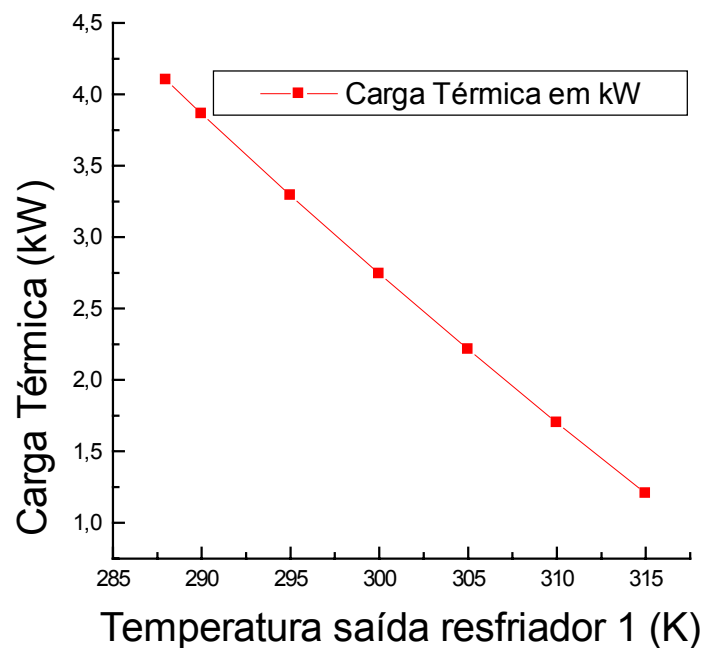


Figura 9. Carga térmica do sistema de ar condicionado

Os resultados da Tabela (1) estão de acordo com as Figuras 2,3,4 e 5, para as turbinas 1 e 2 trabalhando na rotação específica de 61236 r.p.m e para os compressores trabalhando na rotação reduzida de 50000 r.p.m. e as relações entre as rotações específicas entre as turbinas e os compressores testados estão de acordo com os valores calculados em (a).

As turbinas 1 e 2 estão trabalhando no rendimento máximo de 66% e os compressores 1 e 2 estão trabalhando com bons rendimentos de 73% e 75%.

Comparando a Figura 6 com a 8 e a 7 com a 9, verifica-se que a o coeficiente de performance e a carga térmica aumenta com o aumento da temperatura ambiente, o que era de se esperar.

Os parâmetros operacionais do sistema de ar condicionado depende fortemente das curvas características dos equipamentos do ar condicionado como das curvas das turbinas e dos compressores.

#### 4. CONCLUSÕES

Conforme mostrado na Tabela e nas Figuras, o modelo, baseado no acoplamento das curvas características das turbinas com a dos compressores e com os componentes externos do sistema, obtém resultados realísticos e permite a melhoria dos resultados com testes de outras curvas e outros componentes externos, até a otimização dos parâmetros de funcionamento do sistema. Conforme previsões de cargas térmicas de sistema de ar condicionado, os resultados de simulação da tabela 1 é bem adequado para um veículo utilitário de cabine dupla, com motor turbinado, com potência no eixo em torno de 120 CV. Seu ar condicionado não utiliza a potência do eixo.

#### REFERÊNCIAS

- Angelino, G., Invernizzi, C., 1995, "Prospects for Real-Gas, Reverse Brayton Cycle Heat Pumps", International Journal of Refrigeration. , vol. 18-4, pp. 272-280.
- Collares, F. P., 1996, "Simulação de um sistema de Refrigeração Ar.", Dissertação de Mestrado de engenharia Mecânica, UFU, Uberlândia (MG), Brasil.

- Fleming, J. S., Li, L., Guillaud, P., Van der Wekken, B. J. C., 1994, "Environmentally Benign Air Cycle Heat Pumps and Refrigeration Systems – Part 5: The effect of water on Coefficient of Performance", Proceeding of the Inter. Inst. Of Refr. Conference on new applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and air conditioning, Hanover.
- Gigiel, A. J., Brown, D., Holder, D., Fitt, P., 1995, "Air Cycle Heat Pump and Refrigerations Systems", Bulletin of The International Institute of Refrigeration, vol. LXXV 4., PP. 4-12.
- Holder, D. M., Brown, T., Gigiel, A. J., 1994, "Environmentally Benign Air cycle Heat pump and Refrigeration Systems – Part 2: Preliminary Experimental Data., IIR.
- Murphy, S., McGovern, J. A. A., Van Gerwen, R., Van der Wekken, B., 1994, "Environmentally Benign Air Cycle Heat Pumps and Refrigeration Systems", Part I: Potencial Applications of Air Cycles, Int. Inst. Of Refr. Communication B2, Vol., 1, pp. 119-178.
- Perilh, C., 1992, "Analyses Theorique et Experimentale des Cycles Jouie-Brayton Direct et Inverse Modifies par L'Utilisation de l'air Humide". These de Docteur na especialite Mechanique-Energetique de l'Universite D'Orleans.
- Remy, J., 1987, "Modern Freezing Facilities, Rev. Inst. Froid, vol. 10, pp. 165-174.
- Siqueira, C. e. F., Parise, J. A. r., 1996, "Thermodynamic Analysis of air cycle Refrigeration system". Congresso IV CEM-NNE, pp. 1065-1070, Jun., Fortaleza, Brasil.
- Van Der Wekken, B. J. C., Van Gerwen, R. J.m., 1995, "Development of an air Cycle Plant", 19<sup>th</sup> Intern. Congr. Of Refr. Proceeding, vol. IV pp. 1037-1044, Den Hagen.
- Van Gerwen, R., Van Der Wekken, B., 1995, "Cooling and Heating with the air cycle Refrigeration system.", Air cycle Seminar, TNO, Apeidoom, Holland.
- Clever, Z., Uwimana, E., 1998, "Otimização de Parâmetros Termodinâmicos de Funcionamento de um Ciclo de Refrigeração à Ar", VII ENCIT, pp. 1049-1054, Rio de Janeiro, Brasil.

## **ENERGY SAVING OF THE DISCHARGE GAS OF THE ENGINE OF A VEHICLE TO OBTAIN ITS AIR CONDITIONING**

**Carlos Alberto de Melo**

Universidade Federal de Uberlândia – Faculdade de Engenharia Mecânica – E-mail:  
[carlosam@mecanica.ufu.br](mailto:carlosam@mecanica.ufu.br)

**Abstract.** *In this work is considered the coupling of the characteristic curves of turbines and compressors to obtain an air conditioning system. Is taking account the dissipation in the external components of air conditioning system, as pipes, valves, coolers, meters and fittings. A governing nonlinear algebraic equations system, due the conservation laws, is obtained. Special subroutines are developed to calculate the thermodynamic properties of the working fluids, to interpolate the points of the characteristic curves of turbines and compressors and to the solution technique used in this work. Several operation conditions are tested in this computational algorithmic, to the machines (turbines and compressors), as to external components and the respective influences in air conditioning system. The optimization of the operation variables, as mass flow rate of the gas and of the air, efficiency of the machines, compression and expansion rate, dissipation in the coolers, air inlet temperature in the compressors, outlet temperatures in the coolers and the performance coefficient, is very important to specification, design and operation of air conditioning system of the vehicle.*

**Key words:** *Energy saving, air conditioning, turbine, compressor, simulation and design.*