

# Sistema de climatização automotivo baseado no ciclo Brayton

Luiz Henrique Maimone Beatrice

[luiz.beatrice@poli.usp.br](mailto:luiz.beatrice@poli.usp.br)

**Resumo:** o trabalho se propõe a estudar a viabilidade do uso de um sistema compressor-turbina operando de acordo com o ciclo Brayton para a climatização do interior de veículos de passeio. Inicialmente será feita uma análise termodinâmica para verificar se a capacidade de refrigeração proporcionada pelo ciclo é suficiente para atender à demanda requerida. Foi analisado o impacto do uso deste tipo sistema sobre o motor do veículo, no que se refere ao consumo, e por fim foi desenvolvida uma análise de viabilidade econômica do sistema proposto.

**Palavras chave:** ar condicionado automotivo, ciclo Brayton, viabilidade técnico-econômica

## 1. Introdução

Os sistemas de condicionamento de ar para automóveis atualmente em uso são baseados no ciclo por compressão de vapor. O funcionamento desse ciclo requer que trabalho seja fornecido ao mesmo, e no caso de um sistema automotivo esse trabalho provém do motor de combustão interna do automóvel por meio de um acoplamento entre o motor e o compressor do sistema do ar condicionado. Como base toma-se o trabalho de Kaynaklı & Horuz, 2003, o qual apresenta um estudo sobre o consumo do compressor e chega á um resultado da ordem de 1,6 kW na seguinte condição de operação:

- rotação do compressor de 3000 rpm
- temperatura ambiente de 16°C
- temperatura do ar na entrada do evaporador de 26°C
- temperatura do condensador de 41°C
- fluxo de massa de refrigerante de 0,030 kg/s.

O fornecimento de trabalho para o compressor pelo motor de combustão interna tem impacto negativo sobre o consumo do mesmo e, também, na potência disponível para ser transferida para as rodas do veículo.

O mundo atual enfrenta um cenário de instabilidade no preço do petróleo, com análises indicando um aumento a médio/longo prazo no preço dessa *commodity*, e de preocupação ambiental, onde os veículos movidos por motores de combustão interna são objetos de destaque tanto por utilizarem combustíveis derivados do petróleo como por serem fontes emissoras de poluentes, a otimização de sistemas que dependem de trabalho fornecido pelo motor, como o ar condicionado, é interessante e necessária, pois ao se diminuir o consumo de combustível diminui-se a emissão de poluentes.

A otimização de consumo energético para fins de climatização, pode ser executada mediante estudo de formas de reaproveitamento energético. O presente projeto visa propor um sistema alternativo de ar condicionado automotivo com base no ciclo Brayton de refrigeração, a utilização desse tipo de ciclo para condicionamento de ar em habitáculos já é comum em aeronaves, onde ar comprimido é de facilmente obtido da turbina a gás.

Espera-se encontrar como resultados deste estudo uma alternativa técnica e economicamente viável aos sistemas de ar condicionado convencionais.

## 2. Ciclos refrigeração

### 2.1. Ciclo por compressão de vapor

Atualmente os sistemas de ar condicionado automotivo são baseados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor, um esquema desse ciclo é mostrado na Fig. 1.

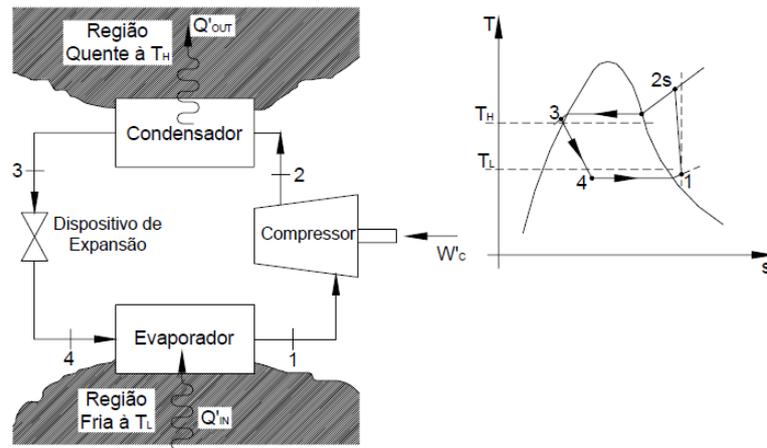


Figura 1: ciclo de refrigeração por compressão de vapor

A aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica para volumes de controle 1 fornece uma avaliação para a taxa de calor e potência do ciclo.

$$\dot{Q}_{vc} + \dot{m}\left(h + \frac{v^2}{2} + gz\right)_{\text{entrada}} = \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left(h + \frac{v^2}{2} + gz\right)_{\text{saída}} \quad (1)$$

Assumindo as hipóteses simplificadoras de regime permanente, energia potencial desprezível e energia cinética desprezível, obtêm-se a Primeira Lei para volumes de controle na sua forma simplificada

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_{\text{saída}} - h_{\text{entrada}}) \quad (2)$$

O desempenho de um ciclo de refrigeração pode ser avaliado pela relação entre o efeito de refrigeração gerado e o trabalho que deve ser injetado para se obter tal efeito de refrigeração, essa relação é equacionada pelo coeficiente de eficácia ( $\beta$ ) mostrado na Eq.3 abaixo.

$$\beta = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (3)$$

## 2.2. Ciclo de refrigeração Brayton ou ciclo Brayton reverso

O ciclo de refrigeração que opera segundo o ciclo Brayton é apresentado na Fig. 2

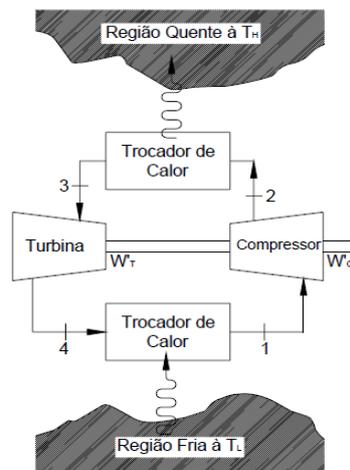


Figura 2: de refrigeração fechado Brayton

Esse ciclo pode ser visto como uma variação do ciclo de refrigeração de Carnot, onde os dois processos isotérmicos do ciclo de Carnot são substituídos por dois processos de troca de calor isobárica. O ciclo de refrigeração de Brayton ideal (processos reversíveis) segue quatro processos como mostra o diagrama T-s da Fig 3.

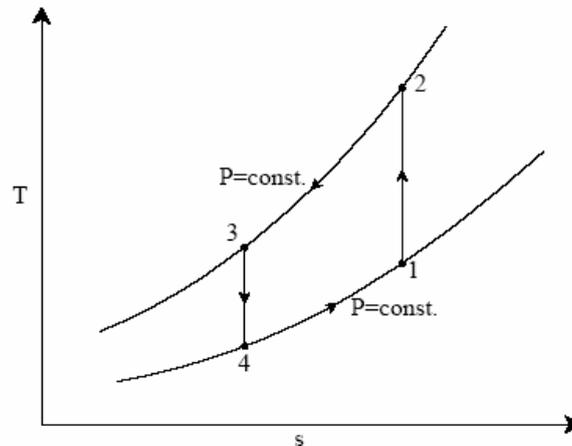


Figura 3: diagrama T-s do ciclo de refrigeração de Brayton ideal

Com o equacionamento de todos os processos e com a aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica pode-se avaliar o COP (equivalente ao coeficiente de eficácia)

$$COP = \frac{|q_{4-1}|}{W_{net}} = \left( \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)} \right) \quad (4)$$

### 3. Parâmetro de operação do sistema de ar condicionado veicular

Os parâmetros de operação do sistema de ar condicionado veicular podem ser os mais variados possíveis, para reduzir a subjetividade a ASHRAE propôs uma série de recomendações que visam de certo modo padronizar as diretrizes de projeto do sistema de ar condicionando.

A partir de dados levantados junto à indústria automotiva e de artigos prévios, FORREST & BHATTI (2002) indicam os valores médios dos parâmetros listados na Tabela 1 como referência para o dimensionamento do sistema de climatização. Assim, esses dados foram adotados no decorrer deste trabalho.

Tabela 1. Parâmetros de projeto do sistema de ar condicionado automotivo

Parâmetro	UN	Valor de referência
Temperatura do ar externo	$T_o$ [°C]	38
Umidade relativa do ambiente externo	$\phi_o$ [%]	40
Temperatura do ar na saída do evaporador	$T_E$ [°C]	10
Umidade relativa no evaporador	$\phi_E$ [%]	100
Vazão mássica de ar	$\dot{m}_a$ [kg/s]	0,1285

### 4. Demanda de refrigeração

Assumindo a vazão volumétrica de ar no habitáculo em torno de 0,10 m<sup>3</sup>/s tem-se uma vazão mássica de 0,1285 kg/s (hipótese adotada:  $\rho_{ar} = 1,225$  kg/m<sup>3</sup>).

A partir dos valores listados na Tabela 1, a capacidade de refrigeração requerida de um sistema de climatização veicular é dada por:

$$\dot{Q} = m_a \cdot [(h_a + \omega \cdot h_v)_2 - (h_a + \omega \cdot h_v)_1 - (\omega_2 - \omega_1) \cdot h_w] \quad (5)$$

Os valores das entalpias e umidades absolutas do ar podem ser obtidos a partir da carta psicrométrica apresentada na Figura 4, enquanto que a entalpia específica do condensado ( $h_w$ ) pode ser obtida em tabelas de propriedades de vapor d'água saturado. Os valores obtidos para as condições adotadas nesse trabalho estão listados na Tabela 2:

Tabela 2: valores para condições adotadas

Variável	Valor
$(h_a + \omega h_v)_1$	81,0 kJ/kg
$(h_a + \omega h_v)_2$	29,0 kJ/kg
$\omega_1$	16,8 g <sub>vapor</sub> /kg <sub>ar seco</sub>
$\omega_2$	7,8 g <sub>vapor</sub> /kg <sub>ar seco</sub>
$h_w$	42,0 kJ/kg

Substituindo os valores na Eq. (5) obtém-se:

$$\dot{Q} = 5,68 \text{ kW} = 1,6 \text{ TR} \quad (6)$$

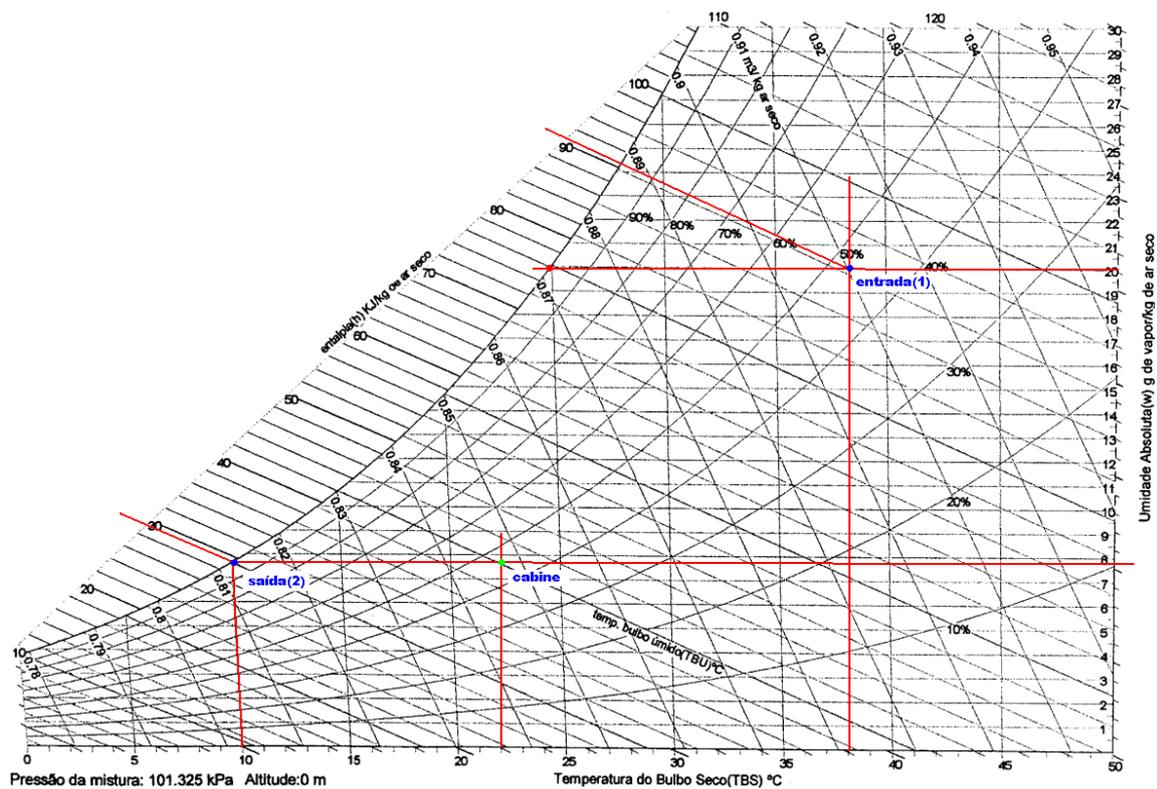


Figura 4: Carta psicrométrica com indicação dos estados termodinâmicos considerados (Simões Moreira, 1999)

## 5. Análise termodinâmica do sistema

A premissa do presente estudo era encontrar, dentre os sistemas de turbocompressão automotivos existentes no mercado nacional, um que atendesse às necessidades do sistema de climatização e pudesse ser adaptado para essa nova finalidade, conforme mostrado na Figura 5.

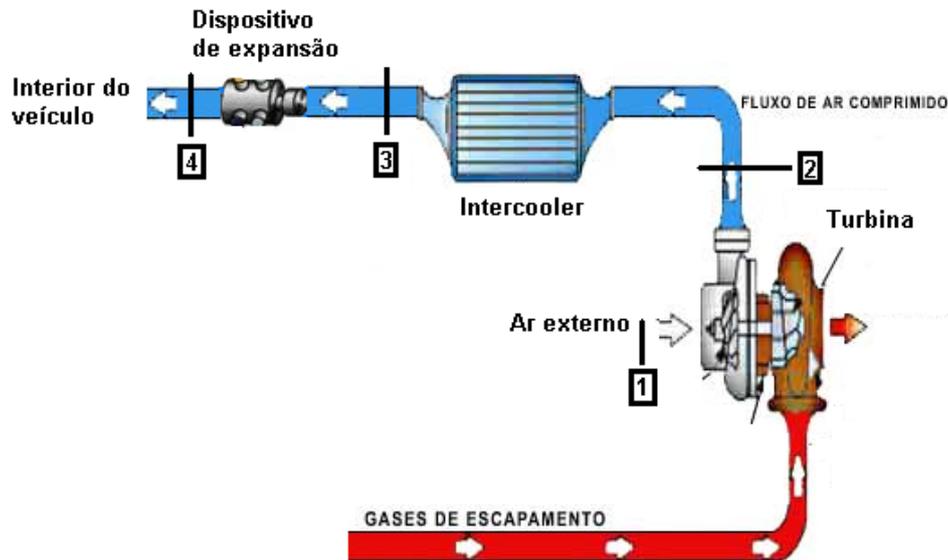


Figura 5: esquema de ar condicionado baseado no ciclo Brayton

Assim, a partir de uma pesquisa dos turbocompressores disponíveis no mercado brasileiro foi selecionado o turbocompressor Garrett modelo GT1548. Uma característica interessante desse modelo é contar com rolamentos refrigerados a água e óleo, pois essa tecnologia permite que o conjunto atinja maiores velocidades de rotação em todas as faixas de operação do motor e que, por consequência, sejam atingidos maiores valores de vazão mássica e taxa de compressão. Os mapas do compressor e da turbina desse modelo podem ser vistos na Fig. 6.

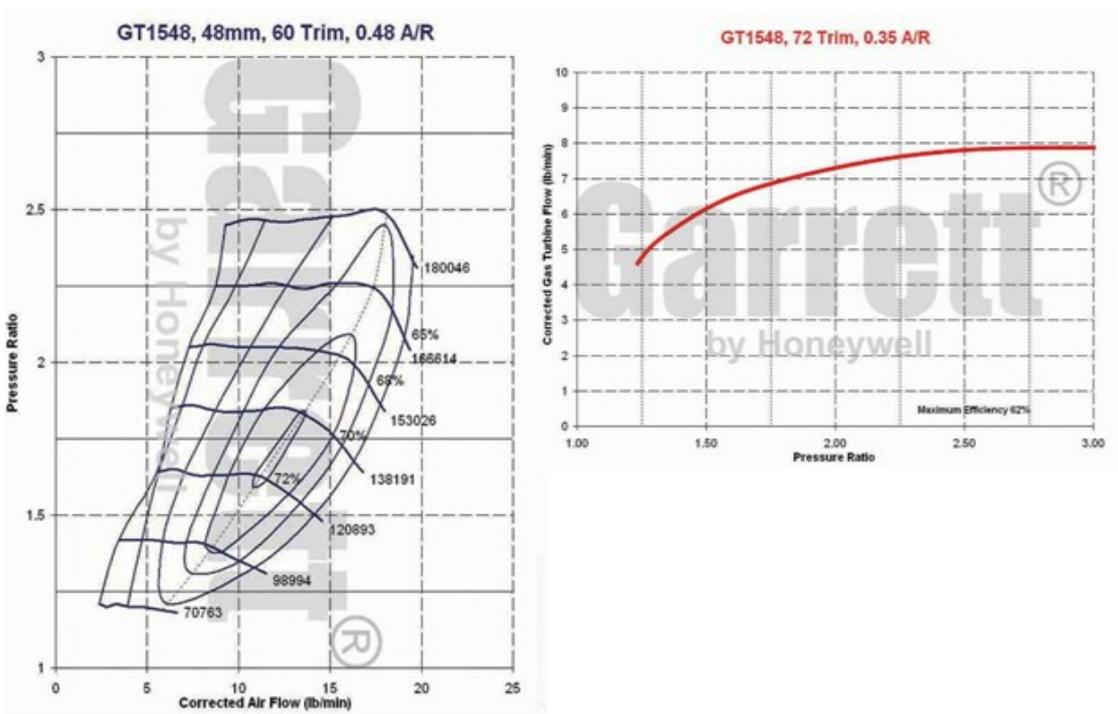


Figura 6: mapa do compressor e turbina do turbo compressor Garrett modelo GT1241

Determinam-se os estados termodinâmicos do ciclo para que seja possível a determinação da quantidade de calor que deve ser rejeitada no intercooler. Os estados 1 (entrada do compressor) e 4 (saída do dispositivo de expansão) já são previamente definidos pelas condições de contorno do sistema, os outros estados (saída do compressor [2] e entrada no dispositivo de expansão [3]) serão obtidos a partir de um estudo da compressão no compressor e da expansão no dispositivo de expansão. Os resultados são apresentados na Tab. 3.

**Tabela 2: estados termodinâmicos**

Estado	Pressão(bar)	Temperatura (°C)
1	1,013	38
2	1,78	47
3	1,78	16,3
4	1,018	10

Uma vez que todos os estados termodinâmicos estão definidos é possível calcular a taxa de rejeição de calor que deve ocorrer no trocador de calor. Chegando-se a um valor de 3,4 kW.

## 6. Operação em condições críticas

Durante o desenvolvimento do projeto foi levantada a questão de operação do sistema em condições críticas, mais especificamente a operação em condição de marcha lenta. Tal condição foi estudada e motivou a troca do conjunto turbocompressor GT1241 inicialmente escolhido para o modelo GT1548 citado anteriormente, capaz de gerar um taxa de compressão aceitável quando o motor se encontra na faixa de 1000 rpm (marcha lenta). Para tal condição a rotação do turbocompressor será em torno de 100.000 rpm, com uma taxa de compressão ao redor de 1,25 e um eficiência ao redor de 68%. Refazendo-se os cálculos para esses novos valores de taxa de compressão e eficiência, chega-se aos resultados apresentados na Tab 4.

**Tabela 4: estados termodinâmicos em condições críticas**

Estado	Pressão(bar)	Temperatura (°C)
1	1,013	38
2	1,25	47,6
3	1,25	14,7
4	1,018	10

A partir desses estados e das vazões envolvidas, a taxa de troca de calor necessária é de  $\dot{Q} = 3,8$  kW, cerca de 12% maior que na condição ideal de projeto. Seguindo a premissa de se utilizar um sistema convencional de turbocompressão adaptado para essa finalidade, e a partir de sugestões do fabricante do sistema, optou-se pela utilização de um intercooler ar-ar com resfriamento evaporativo, mostrado na Figura 7.



**Figura 7. Intercooler ar-ar com resfriamento evaporativo proposto para o sistema**

## 7. Impacto sobre o motor

Contando com dados de ensaios fornecidos pela empresa Honeywell nota-se que o aumento na pressão no coletor de escape é função da vazão de ar, em seu pior ponto esse aumento é de cerca de 3,5% (em relação ao fluxo sem obstruções). Sendo o trabalho de compressão dado por:

$$W_c = c_v \cdot (T_2 - T_1) \quad (7)$$

e o trabalho de expansão dado por:

$$W_e = c_v \cdot (T_3 - T_4) \quad (8)$$

Usando valores indicativos para as temperaturas nas diversas fases do ciclo:  $T_1 = 30^\circ\text{C}$ ;  $T_2 = 350^\circ\text{C}$ ;  $T_3 = 2000^\circ\text{C}$ ;  $T_4 = 600^\circ\text{C}$

Como os processos compressão e expansão são supostamente adiabáticos o aumento de pressão será refletido em um aumento na temperatura e, assim, chega-se na relação:

$$\frac{W_{total, sem turbo}}{W_{total, com turbo}} \approx 1,035 \quad (9)$$

Para o motor tomado como base a potência máxima é de 51kW, sendo assim, a potência dissipada seria de 1,7kW, muito próxima ao valor de 1,6kW indicativo da potência consumida pelo compressor do sistema tradicional, vale lembrar que essa análise é bastante simplificada e dependente de dados experimentais restritos, o que permite apenas uma noção macro do comportamento do sistema, apesar das imperfeições nota-se que o sistema apresenta um consumo de potência similar ao tradicional. Também foram levantados os pesos dos principais componentes de ambos os sistemas chegando-se a pesos de cerca de 10,5 kg para o sistema tradicional e 11,5 kg para o sistema proposto. O efeito cumulativo de massas pode levar a uma influência significativa no consumo, adota-se o pior caso, no qual o sistema proposto adiciona 1 kg ao veículo.

Logo, tendo em vista que a potência retirada do motor e o peso do sistema são em linhas gerais um pouco superiores comparados ao sistema atual, pode-se dizer que este primeiro sistema proposto causaria alguma piora nos números de consumo de combustível do veículo

## 8. Impacto ambiental

Um dos motivadores do presente estudo é o aspecto de sustentabilidade, e assim o sistema proposto também tem como objetivo buscar reduzir as emissões de substâncias danosas ao meio ambiente. Nos sistemas de climatização convencionais o fluido refrigerante mais utilizado é o R-134a (tetrafluoroetano). Esse refrigerante, que substitui o R-12 em função das disposições do Protocolo de Montreal sobre substâncias que atacam a camada de ozônio, se por um lado resolveu esse problema, gerou outro, pois é uma substância causadora do chamado efeito estufa.

A partir de dados da Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (ANFAVEA) sobre a frota de automóveis brasileira e de dados médios sobre a quantidade de R-134a utilizado nos sistemas de ar condicionado tradicionais e a quantidade de fluido perdida em vazamentos, estimou-se que em 1 ano são despejados na atmosfera 90 toneladas de R-134a.

Considerando todos esses dados, o sistema de climatização convencional tem um impacto ambiental importante, e um sistema alternativo que utilize apenas ar com fluido refrigerante, ao eliminar esse impacto ambiental, é uma alternativa tecnológica interessante em relação ao aspecto de sustentabilidade do planeta.

## 9. Estudo de viabilidade econômica

Para o estudo de viabilidade econômica foi feita uma comparação de custos entre o sistema tradicional e o sistema proposto, tais custos foram divididos em: custos fixos, relativos aos preços dos principais componentes e custos variáveis, relativos aos custos de manutenção em um prazo de 3 anos, já que esse período de tempo mostra-se como tendência do tempo de garantia de novos veículos. Os resultados são sintetizados da Tab 5 e Tab. 6.

**Tabela 5: comparação entre custos fixos dos sistemas**

Sistema tradicional		Sistema Proposto	
Componentes principais	Custo [R\$]	Componentes principais	Custo [R\$]
Compressor	800,00	Turbina	2.000,00
Evaporador c/ válvula de expansão	500,00	<i>Intercooler</i>	300,00
Condensador	400,00	Sistema evaporativo	200,00
		Válvula de expansão	150,00
<b>TOTAL</b>	<b>1.700,00</b>		<b>2.650,00</b>

**Tabela 6: comparação entre custos variáveis dos sistemas**

Sistema tradicional		Sistema Proposto	
Rotina de manutenção	Custo [R\$]	Rotina de manutenção	Custo [R\$]
Carga de R-134a	100,00	Higienização	200
Higienização	200,00	Troca do filtro de ar	180,00
Troca do filtro de ar	180,00		
<b>TOTAL</b>	<b>480,00</b>		<b>380,00</b>

## 10. Conclusões

O presente projeto apresentado como trabalho de conclusão de curso se propôs a analisar um método alternativo de climatização automotiva operando segundo o ciclo Brayton, utilizando um sistema de turbocompressão adaptado para essa finalidade.

A primeira parte dessa análise foi um estudo sobre a viabilidade técnica do sistema proposto, para tanto foi realizado um levantamento dos parâmetros de operação, a partir dos quais foi determinada a capacidade de refrigeração necessária. A seguir procedeu-se a uma análise termodinâmica do sistema, a partir da qual foi selecionado um sistema com turbocompressor Garrett modelo GT1548 e um intercooler com capacidade de 3,8 kW e área de face da ordem de 2,0 m<sup>2</sup>. Nesse estudo termodinâmico foram assumidas diversas simplificações, tais como perda de carga nula no trocador de calor e válvula de expansão isoentálpica, que podem ser consideradas razoáveis para um estudo preliminar.

A etapa seguinte foi o estudo do impacto do sistema proposto sobre o motor do veículo, que indicou que o sistema proposto tem uma demanda equivalente à de um sistema convencional. Em relação ao peso dos dois sistemas, a análise indicou que o sistema proposto apresenta um peso de 1 kg a mais do que o sistema tradicional, dada a importância atribuída ao acúmulo de massas pela indústria automotiva este é um fator que pesa negativamente ao sistema proposto já que indica um possível piora nos números de consumo do veículo.

Em termos de impacto ambiental o sistema oferece grande vantagem já que ao se analisar a redução de emissões de R-134a chegou-se a um número de 90 toneladas por ano e isto considerando apenas a redução em território nacional.

Já em relação aos custos o sistema proposto sofre por não contar com fatores como a economia de escala e o acúmulo de tecnologia apresentando um custo inicial 35% maior, os sistemas de climatização veicular não requerem demasiada manutenção, assim mesmo o sistema proposto possuindo menor custo de manutenção não se pode dizer que este seja economicamente atraente.

A partir dos resultados obtidos na presente análise preliminar verifica-se que o sistema de climatização automotivo proposto é potencialmente viável do ponto de vista técnico. Já o estudo de viabilidade econômica mostrou que o custo inicial do sistema proposto é maior em relação ao sistema tradicional, em parte por não contar com o fator de economia de escala, mas que o custo de manutenção menor ao longo minimiza esse efeito, sem contudo ser suficiente para compensar o maior custo inicial e propiciar um retorno de investimento. Dessa forma pode-se dizer sob o ponto de vista puramente econômico o sistema proposto ainda não é totalmente viável e atraente.

Como estudo subsequente sugere-se que sejam abordadas novas construções de turbo compressores ainda não disponíveis no mercado nacional, em busca de melhores taxas de compressão em níveis de rotação do motor mais baixos e menores pesos do sistema, o que propiciaria uma redução no consumo de combustível do veículo e poderia viabilizar a utilização do sistema proposto.

## 11. Referências Bibliográficas

YAMANE, E. ; SAITO, H. . **Tecnologia do Condicionamento de Ar.** 1ª. ed. São Paulo: Editora Edgar Blucher, 1986. v. 1. 357 p.

FORREST, W.; BHATTI, M. **Energy efficient automotive air conditioning system.** In: PROGRESS IN CLIMATE CONTROL TECHNOLOGIES. SAE 2002 World Congress. Detroit: 2002.

KAYNAKLI, O.; HORUZ, I. **An experimental analysis of Automotive Air Conditioning System.** International Community of Heat and Mass Transfer, Vol. 30, N.2, p. 273-284, 2003.

MORAN, M.; SHAPIRO, H. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics.** 5. Ed. Hoboken: John Wiley & Sons Inc, 2004, 874p.

Simões Moreira, J.R. **Fundamentos e Aplicações da Psicrometria,** São Paulo, RPA, 1999.

### **Automotive air conditioning system based on the Brayton cycle**

#### **Luiz Henrique M. Beatrice**

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Prof. Mello Moraes, 2231 - Cidade Universitária  
05508-900 - São Paulo (SP) - Brasil  
e-mail: [luiz.beatrice@poli.usp.br](mailto:luiz.beatrice@poli.usp.br)

**Abstract.** Abstract: this paper aims to study the feasibility of using a compressor-turbine system operating according to the Brayton cycle for the cooling the interior of passenger cars. Initially Will be placed a thermodynamic analysis to see if the cooling capacity provided by the cycle is sufficient to meet the demand of cooling capacity required by the load. Next was done the impact of the use of such system on the vehicle's engine, with respect to consumption and power, and eventually was developed an analysis of economic feasibility of the proposed system.

**Keywords.** *automotive air conditioner, Brayton cycle, technical and economic feasibility*