

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Análise do uso de sistemas de climatização automotivo baseados
no ciclo Brayton

Luiz Henrique Maimone Beatrice

São Paulo

2009



UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Análise do uso de sistemas de climatização automotivo baseados
no ciclo Brayton

Luiz Henrique Maimone Beatrice

Trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção do título de
Graduação em Engenharia

Orientador: Prof. Dr. Flávio Augusto Sanzovo Fiorelli

Área de Concentração:

Engenharia Mecânica

São Paulo

2009



FICHA CATALOGRÁFICA

Beatrice, Luiz Henrique Maimone

Análise do uso de sistemas de climatização automotiva baseados no ciclo Brayton / L.H.M. Beatrice. – São Paulo, 2009. p 48.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

**1. Ar condicionado 2. Termodinâmica 3. Análise térmica
I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.**

Sumário

Lista de figuras	2
Lista de Símbolos.....	3
1. Introdução.....	5
2. Ciclos de Refrigeração	10
2.1. Sistemas convencionais de ar condicionado veicular	10
2.1.1. O Ciclo por compressão de vapor	10
2.1.2. Avaliação do desempenho do ciclo por compressão de vapor.....	12
2.2. Componentes do sistema	13
2.3. O Ciclo de refrigeração a ar ou Brayton reverso.....	16
2.4. Sistema de turbocompressão.....	21
2.5. Avaliação da capacidade necessária do sistema de climatização veicular	23
2.5.1. Parâmetros de cálculo.....	23
2.5.2. Carga térmica	24
2.5.3. Avaliação da capacidade	25
3. Análise termodinâmica do sistema.....	28
3.1. Condições de operação críticas.....	34
3.2. Impacto do sistema de climatização por turbo compressão sobre o motor.....	35
3.3. Impacto do peso do sistema de climatização por turbocompressão	37
3.4. Impacto ambiental.....	38
4. Estudo de viabilidade econômica	39
4.1. Custos fixos.....	39
4.2. Custos variáveis	40
5. Conclusões.....	42
6. Referências bibliográficas.....	44
7. Bibliografia adicional.....	45

Lista de figuras

Figura 1. Esquema simplificado de um sistema de climatização automotivo.....	6
Figura 2. Sistema de sobrealimentação automotivo	7
Figura 3. Esquema simplificado de sistema de climatização aeronáutico	8
Figura 4. Ciclo de refrigeração de Carnot (MORAN & SHAPIRO, 2004).....	11
Figura 5. Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor (MORAN & SHAPIRO, 2004)	12
Figura 6. Componentes do sistema de ar condicionado automotivo (BOSCH, 2000).....	14
Figura 7. Ciclo de refrigeração Brayton (MORAN & SHAPIRO, 2004)	16
Figura 8. Diagrama $T-s$ do ciclo padrão de refrigeração de Brayton (MORAN & SHAPIRO, 2004)	17
Figura 9. Diagrama $T-s$ do ciclo de refrigeração de Brayton real (MORAN & SHAPIRO, 2004)	20
Figura 10. Turbocompressor automotivo.....	22
Figura 11. <i>Intercooler</i> ar-ar	23
Figura 12. <i>Intercooler</i> ar-água.....	23
Figura 13: Carta psicrométrica com indicação dos estados termodinâmicos considerados (SIMÕES MOREIRA, 1999).....	26
Figura 14. Esquema do sistema de ar condicionado baseado no ciclo Brayton.....	28
Figura 15. Mapa do compressor do turbo compressor Garrett GT1548	29
Figura 16. Mapa da turbina (linha de <i>matched flow</i>) do turbo compressor Garrett GT1548.....	30
Figura 17. <i>Intercooler</i> ar-ar com resfriamento evaporativo proposto para o sistema.....	35
Figura 18. Diagrama $p-v$ do ciclo Otto ideal.....	36
Figura 19. Diagrama $T-s$ ciclo Otto ideal.....	36

Lista de Símbolos

T	Temperatura
T_H	Temperatura do reservatório quente
T_L	Temperatura do reservatório frio
$\dot{Q}$	Fluxo de calor
$\dot{W}$	Fluxo de Trabalho
$\dot{m}$	Vazão em massa
h	Entalpia específica
v	Velocidade
g	Aceleração da gravidade
Z	Cota de altitude
β	Coeficiente de eficácia do ciclo de refrigeração
ϕ	Umidade relativa
ω	Umidade absoluta
$\dot{m}_a$	Vazão em massa de ar
$\dot{m}_w$	Vazão em massa da água condensada
T_w	Temperatura da água condensada
h_a	Entalpia específica do ar
h_v	Entalpia específica do vapor
h_w	Entalpia específica da água condensada

Q	Calor
W	Trabalho
m	Massa
ρ	Densidade do ar
p_1	Pressão de entrada do compressor
p_2	Pressão de saída do compressor
r_p	Razão de pressões

1. Introdução

O desenvolvimento dos sistemas de ar condicionado automotivos foi motivado, inicialmente, pela necessidade de aquecimento do interior de veículos em climas frios e de inverno rigoroso, em especial veículos de carga. Ao longo do tempo esses sistemas encontraram um vasto campo de aplicação também em climas tropicais, nesse caso para fornecer refrigeração no interior de veículos de passeio.

A princípio os sistemas de ar condicionado para veículos eram, essencialmente, opcionais de luxo e encontrados apenas nos veículos de maior custo. No Brasil, a popularização desses sistemas se deu por volta da década de 1990, principalmente em grandes metrópoles como São Paulo, onde é comum que congestionamentos façam com que um indivíduo passe cerca de 2 horas por dia dentro do veículo, gerando situações de estresse térmico, que pode ser definido como “o resultado de condições microclimáticas desfavoráveis que requerem a intervenção do sistema termorregulador” (Tribess, 2009). Por esse motivo há um esforço crescente para satisfazer os requisitos de conforto térmico dos ocupantes. Além disso, outro fator que popularizou a utilização de sistemas de ar condicionado foi a violência urbana e a aparente sensação de segurança que a circulação com os vidros do veículo fechados proporcionam.

Os sistemas de condicionamento de ar para automóveis atualmente em uso são baseados no ciclo por compressão de vapor. A Figura 1 apresenta um esquema simplificado de um sistema de ar condicionado automotivo baseado nesse ciclo.

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 Kaynakli & Horuz, 2003, o qual apresenta um estudo sobre o consumo do compressor e chega a 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.

Esse fornecimento de trabalho para o compressor pelo motor de combustão interna tem impacto negativo sobre o consumo do mesmo e, também, na potência disponível movimentação do veículo.

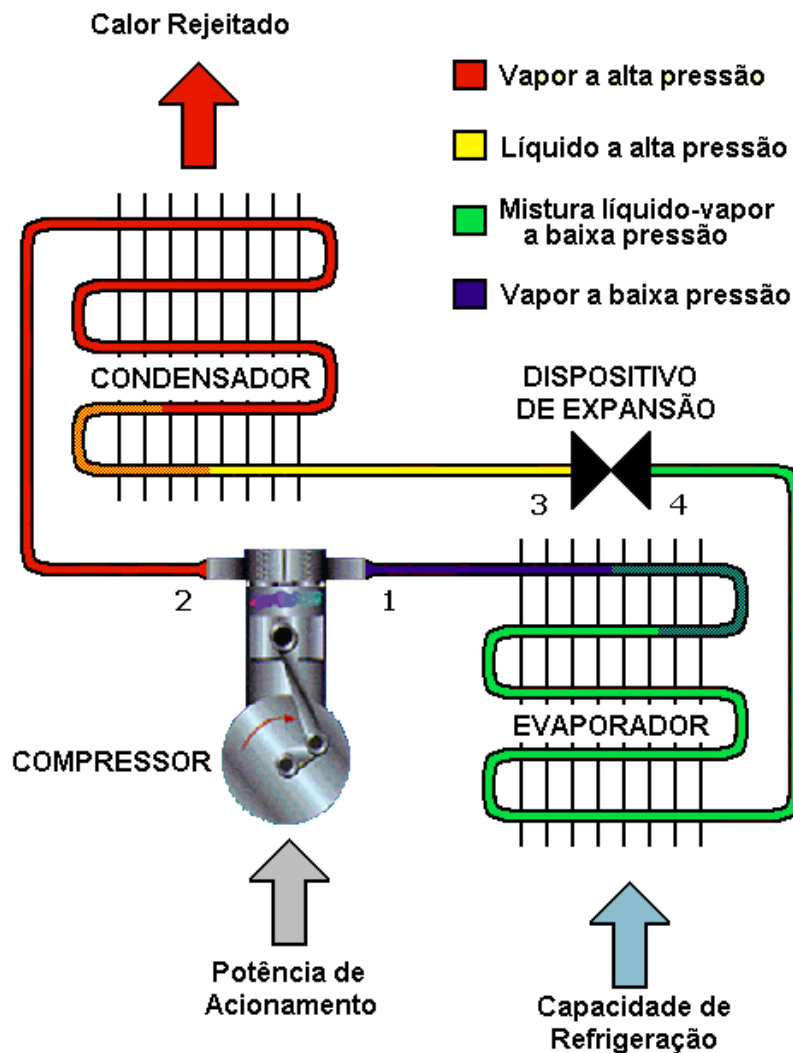


Figura 1. Esquema simplificado de um sistema de climatização automotivo

Como 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.

Uma das formas de se obter essa otimização de consumo energético para fins de climatização é o aproveitamento da energia residual existente nos gases de combustão. Analisando um veículo automotor convencional, verifica-se que energia química armazenada no combustível é convertida em energia mecânica, e uma parte dessa energia é posteriormente dissipada nos sistemas de freio e de escape. O aproveitamento de parte dessa energia dissipada no sistema de escape, na forma de energia cinética dos gases e de calor, já acontece com o uso de turbocompressores, que utilizam os gases de escape para acionamento da turbina acoplada ao compressor que comprime o ar admitido antes de enviá-lo à câmara de combustão, o que aumenta a quantidade de oxigênio disponível e, assim, a potência gerada pelo motor. A Figura 2 mostra um esquema simplificado desse tipo de sistema.

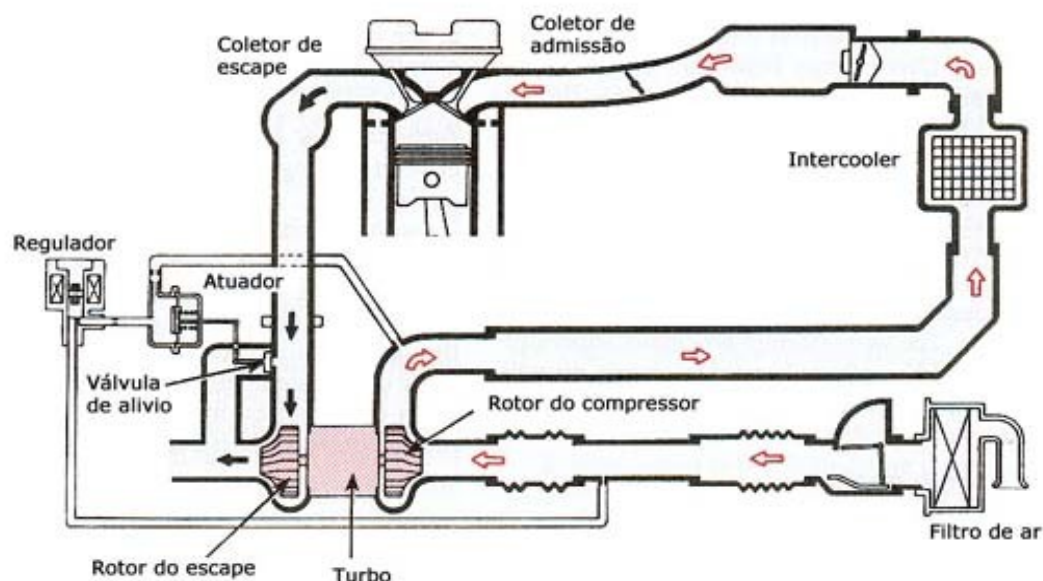


Figura 2. Sistema de sobrealimentação automotivo

Essa mesma forma de reaproveitamento de energia poderia ser utilizada para climatização veicular. Assim, o objetivo deste trabalho é avaliar técnica e economicamente a

aplicação de sistemas de climatização utilizando turbocompressores movidos pelos gases escape, de forma semelhante ao que se utiliza para climatização de aeronaves (Figura 3). Esse sistema é baseado no ciclo Brayton, e apresenta vantagens tais como:

- utiliza ar como fluido de trabalho, eliminando dessa forma a necessidade de utilização de fluidos refrigerantes, com os respectivos custos iniciais e de recarga de fluido por conta de vazamentos, que são inerentes ao sistema convencional por conta do uso de tubos de borracha flexíveis;
- como o ar frio produzido pelo sistema pode ser usado diretamente para a climatização do habitáculo do veículo, esse sistema elimina a necessidade de um trocador de calor (ciclo aberto);
- o conjunto apresenta maior simplicidade e menores custos de manutenção.

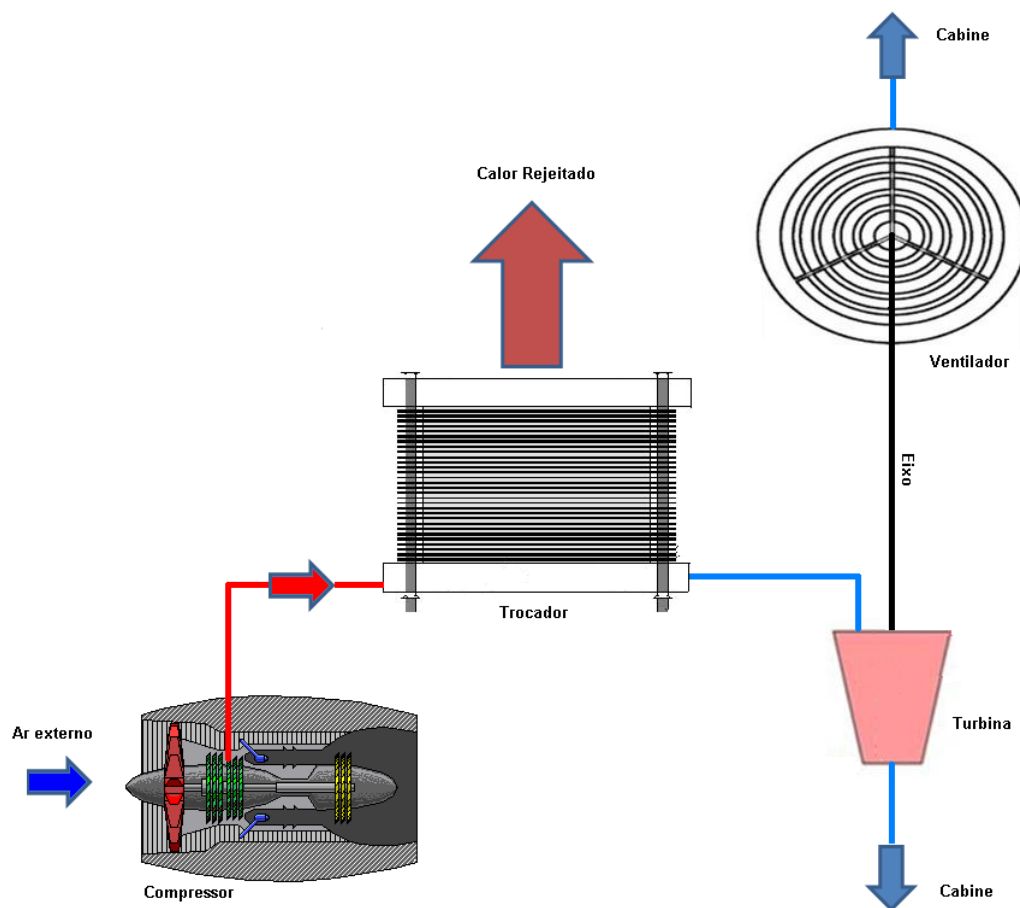


Figura 3. Esquema simplificado de sistema de climatização aeronáutico

O desenvolvimento deste trabalho apresentará uma introdução teórica dos ciclos termodinâmicos de refrigeração relevantes, a seguir da apresentação do sistema atualmente utilizado, na sequência será estuda a capacidade de refrigeração requerida, tendo como base os parâmetros de operação de um sistema de climatização veicular. Por fim serão apresentadas as análises térmicas e econômicas do sistema proposto e as conclusões geradas pelos resultados obtidos.

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

2. Ciclos de Refrigeração

O sistema de ar condicionado veicular possui a função de prover conforto térmico aos ocupantes do veículo. De forma mais abrangente pode-se dizer que o sistema de ar condicionado é responsável pelo controle de temperatura, controle de umidade, controle de circulação e ventilação de ar e limpeza do ar. Ao contrário do que se geralmente se pensa, um sistema de ar condicionado possui não somente o sistema de refrigeração, mas também outros subconjuntos que trabalham em conjunto para promover o funcionamento do sistema completo. A complexidade do sistema está diretamente relacionada ao custo do mesmo.

2.1. Sistemas convencionais de ar condicionado veicular

2.1.1. O Ciclo por compressão de vapor

O ciclo termodinâmico utilizado em sistemas convencionais de climatização veicular é o ciclo por compressão de vapor, desenvolvido a partir do ciclos motores de Rankine e de Carnot. Esse último, apresentado na Figura 4, é o ciclo ideal de refrigeração.

Os processos que compõem o ciclo de refrigeração Carnot são:

- **1 – 2:** compressão adiabática reversível de uma mistura líquido-vapor com alto título e baixa pressão (estado 1) até a condição de vapor saturado a alta pressão (estado 2) por um compressor, à custa de fornecimento de trabalho ao sistema; nesse processo o fluido tem sua temperatura aumentada de T_L para T_H .
- **2 – 3:** rejeição isotérmica reversível de calor do fluido de trabalho para uma região quente a uma temperatura T_H , ocorrendo nesse processo mudança de estado do fluido de vapor saturado (estado 2) para líquido saturado (estado 3).
- **3 – 4:** expansão adiabática reversível do líquido saturado no estado 3 até uma condição de mistura líquido-vapor com baixo título e baixa pressão (estado 4) por uma turbina; nesse processo a temperatura do fluido é reduzida de T_H para T_L , e ocorre a geração de trabalho.
- **4 – 1:** retirada isotérmica reversível de calor da região fria a T_L pelo fluido de trabalho; nesse processo a mistura líquido-vapor a baixo título (estado 4) vai para uma condição de alto título (estado 1), retornando dessa forma ao seu estado inicial e fechando o ciclo.

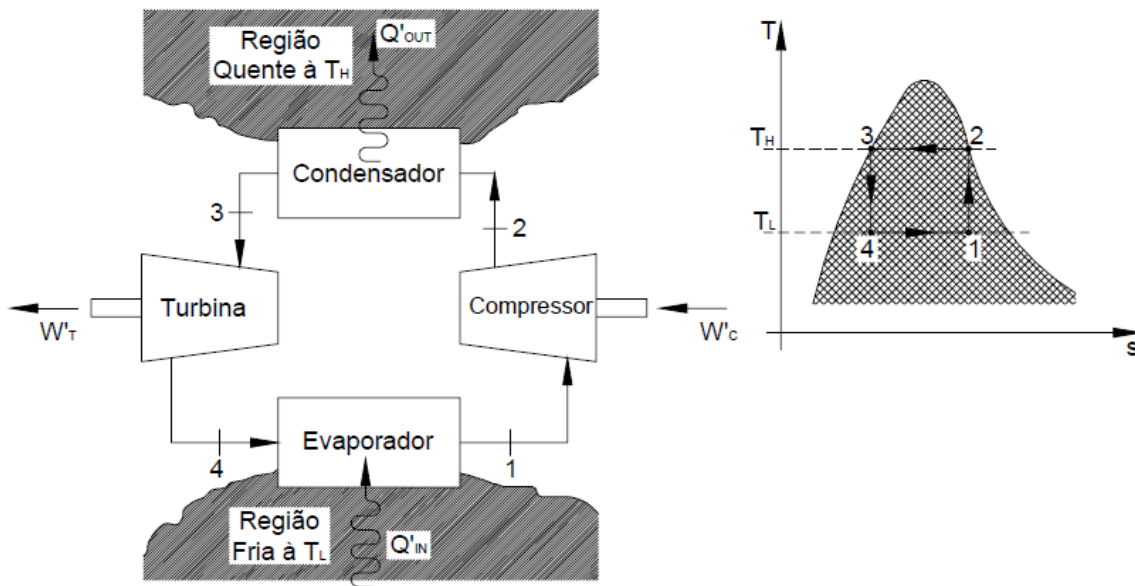


Figura 4. Ciclo de refrigeração de Carnot (MORAN & SHAPIRO, 2004)

Por ser um ciclo ideal, o ciclo de Carnot não pode ser reproduzido em uma aplicação real porque as perdas no processo real fazem com que o ciclo não seja mais reversível. Como fatores que impedem a aplicação do ciclo de Carnot num ciclo real pode-se citar:

- as duas regiões de troca de calor (condensador e evaporador), que na prática requerem uma diferença finita de temperatura para que haja a troca de calor;
- a presença de líquido pode causar um efeito conhecido como “calço hidráulico”, devido ao fato do líquido não ser compressível, o que é danoso para o compressor;
- as condições de operação do ciclo fazem com que a eficiência da turbina seja muito baixa, sendo pequena a quantidade de trabalho gerado, o que torna a utilização da turbina inviável economicamente.

Considerando as limitações citadas, é necessário fazer algumas modificações no ciclo de Carnot, a saber:

- deslocamento do final da condensação para a linha de equilíbrio água / vapor.
- substituição da turbina por um dispositivo de expansão isoentálpico.

O ciclo resultante após essas modificações é o ciclo padrão por compressão de vapor, apresentado na

Figura 5, que corresponde ao ciclo base da maioria dos sistemas de refrigeração atuais.

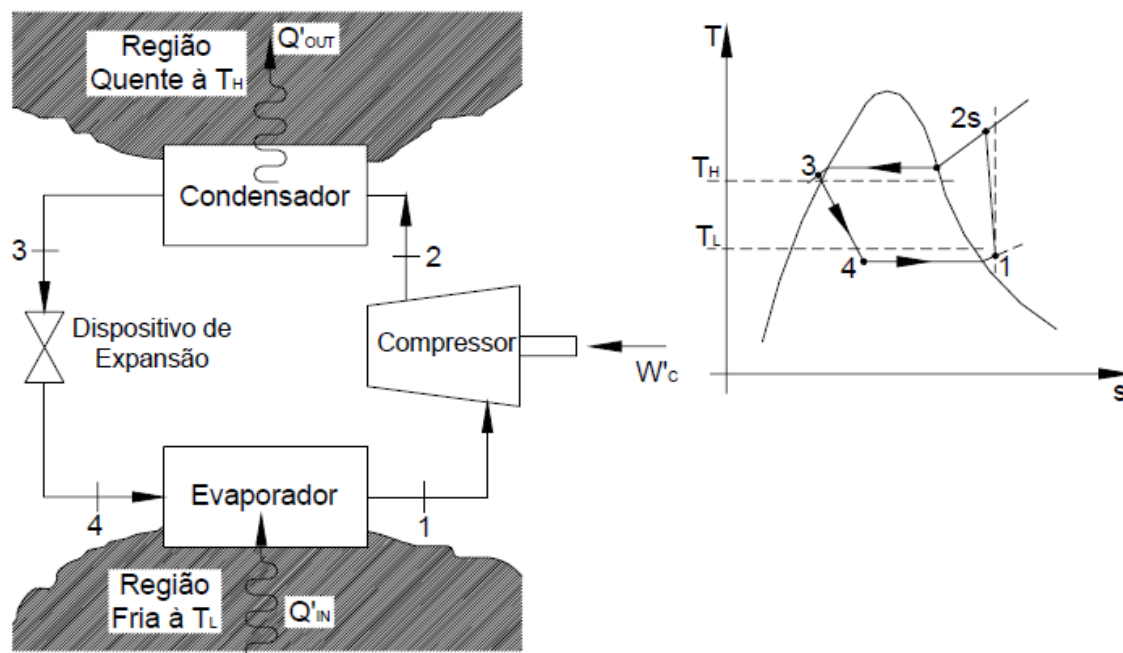


Figura 5. Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor (MORAN & SHAPIRO, 2004)

2.1.2. Avaliação do desempenho do ciclo por compressão de vapor

A aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controle com uma única entrada e uma única saída em regime permanente resulta em:

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

Assumindo que as variações de energia cinética e potencial podem ser desprezadas, a Eq. (1) pode ser simplificada para:

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

Essa expressão da Primeira Lei é a que será utilizada para avaliar as trocas de calor e trabalho nos diversos componentes do ciclo de refrigeração.

O desempenho de um ciclo de refrigeração pode ser avaliado pelo coeficiente de eficácia (COP), Eq. (3), que é a relação entre o efeito de refrigeração gerado e o trabalho que deve ser injetado para se obter tal efeito de refrigeração.

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

Para o compressor pode se definir o rendimento isoentrópico, que relaciona a potência de eixo consumida pelo compressor e potência que seria consumida pelo mesmo em um processo adiabático e reversível.

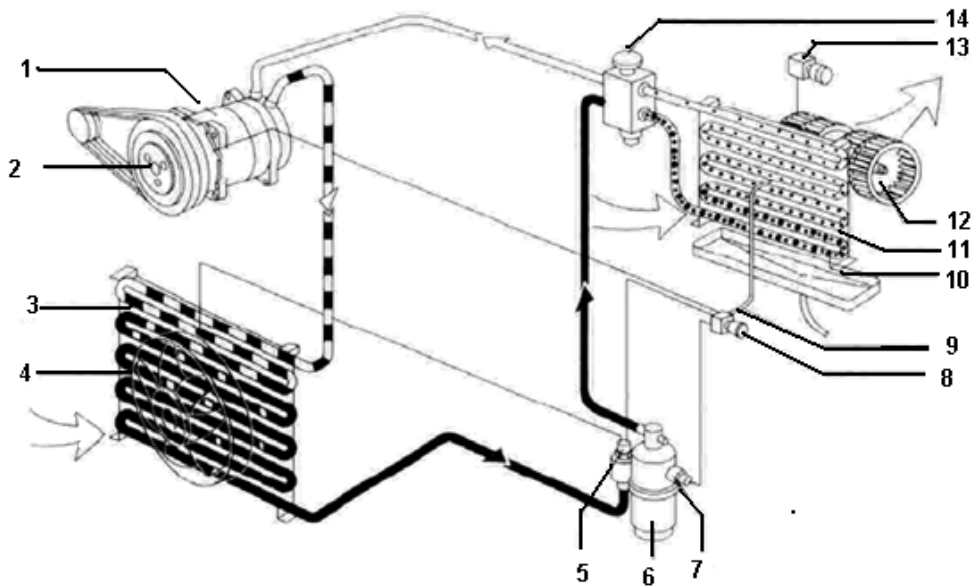
$$\eta_{isoentropico} = \frac{W_{eixo}}{W_{isoentropico}} \quad (4)$$

2.2. Componentes do sistema

Os componentes do sistema de climatização usado atualmente em veículos são aqueles mostrados na Figura 6. Os próximos itens apresentam uma descrição deles.

2.2.1. Compressor

O compressor é o responsável pela movimentação do fluido refrigerante. Em geral o compressor é acionado pelo motor do veículo por meio de uma transmissão por correia. Quando o sistema de climatização está desligado o compressor deve ser desacoplado do motor, o que é feito por meio de uma embreagem eletromagnética localizada entre o eixo e a polia do compressor. Essa embreagem é composta por uma bobina indutora e um prato de acionamento, quando há passagem de corrente pela bobina o prato e a bobina se atraem, resultando no acoplamento dos componentes e na transmissão do movimento da polia para o eixo.



Legenda:

1 Compressor; 2 Embreagem Eletromagnética; 3 Condensador; 4 Eletroventilador; 5 Interruptor de Alta Pressão; 6 Reservatório de Líquido; 7 Interruptor de Baixa Pressão; 8 Interruptor de Temperatura Liga/Desliga; 9 Sensor de Temperatura; 10 Dreno do Evaporador; 11 Evaporador; 12 Eletroventilador; 13 Interruptor do Eletroventilador, 14 Válvula de Expansão

— Alta Pressão, Líquido
 - - Alta Pressão, Vapor

..... Baixa Pressão, Líquido
 - - - Baixa Pressão, Vapor

Figura 6. Componentes do sistema de ar condicionado automotivo (BOSCH, 2000)

2.2.2. Condensador

No condensador o fluido refrigerante rejeita calor para o meio externo. Nesse processo o fluido passa do estado de vapor superaquecido para líquido subresfriado. Normalmente os condensadores são construídos em alumínio e posicionados entre a grade frontal do veículo e o radiador do sistema de arrefecimento do motor.

2.2.3. Válvula de expansão termostática

A grande maioria dos sistemas de climatização automotivos utilizam válvulas de expansão termostática para reduzir a pressão do fluido refrigerante que sai do condensador. A válvula termostática regula a quantidade de refrigerante que passa para o evaporador em função do superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador.

Alternativamente, alguns sistemas utilizam tubos de orifício, um dispositivo de expansão de geometria fixa, no lugar da válvula termostática para produzir a redução de pressão necessária ao funcionamento do ciclo.

2.2.4. Evaporador

Assim como o condensador, o evaporador é um trocador de calor cuja função é resfriar o ar que será insuflado no interior do habitáculo do veículo. A indústria automotiva geralmente opta pelo uso de evaporadores de placa. Nessa configuração placas metálicas dotadas de canais internos são dispostas paralelamente e conectadas uma à outra em suas extremidades por coletores receptores que levam o fluido para a placa seguinte.

2.2.5. Fluido refrigerante

O fluido refrigerante é o responsável pelos processos de transferência de calor no ciclo. No sistema de climatização automotivos o fluido deve atender a alguns requisitos relacionados às condições de operação do ciclo, à segurança e à compatibilidade com os outros componentes do sistema, a saber:

- não toxicidade e não inflamabilidade;
- compatibilidade química com lubrificantes, metais e elastômeros;
- entalpia de vaporização elevada;
- baixa temperatura de saturação à pressão atmosférica;
- temperatura crítica elevada;

Inicialmente os sistemas automotivos utilizavam CFC-12 (diclorodifluormetano) como fluido refrigerante. Esse fluido foi banido pelo Protocolo de Montreal em função do seu efeito deletério sobre a camada de ozônio, e por esse motivo a indústria automotiva passou a utilizar o HFC-134a (1,1,1,2-tetrafluoreto) como fluido refrigerante.

Contudo, estudos recentes ligados à questão do aquecimento global indicam os refrigerantes em geral, incluindo os HFCs, contribuem para o aumento do efeito estufa, motivo pelo qual o uso do HFC-134a está sendo questionado. Esse é um dos aspectos que motivou o desenvolvimento do presente trabalho.

2.3. O Ciclo de refrigeração a ar ou Brayton reverso

A Figura 7 apresenta o ciclo de refrigeração a ar. Esse ciclo também é chamado de ciclo de Brayton reverso, e pode ser visto como uma variação do ciclo de refrigeração de Carnot, onde os dois processos de troca de calor isotérmica são substituídos por dois processos de troca de calor isobárica.

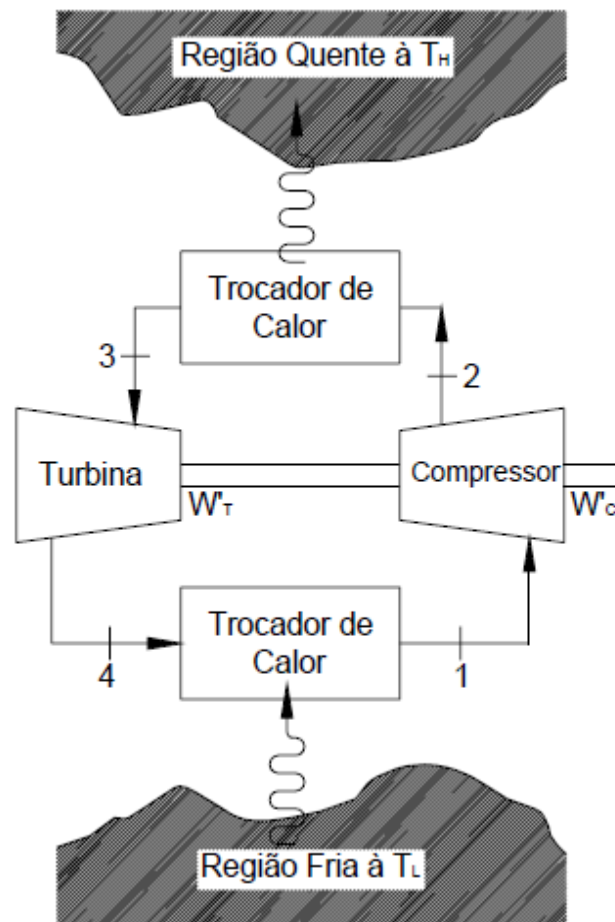


Figura 7. Ciclo de refrigeração Brayton (MORAN & SHAPIRO, 2004)

O ciclo padrão de refrigeração de Brayton é composto de quatro processos reversíveis mostrados no diagrama T - s da Figura 8:

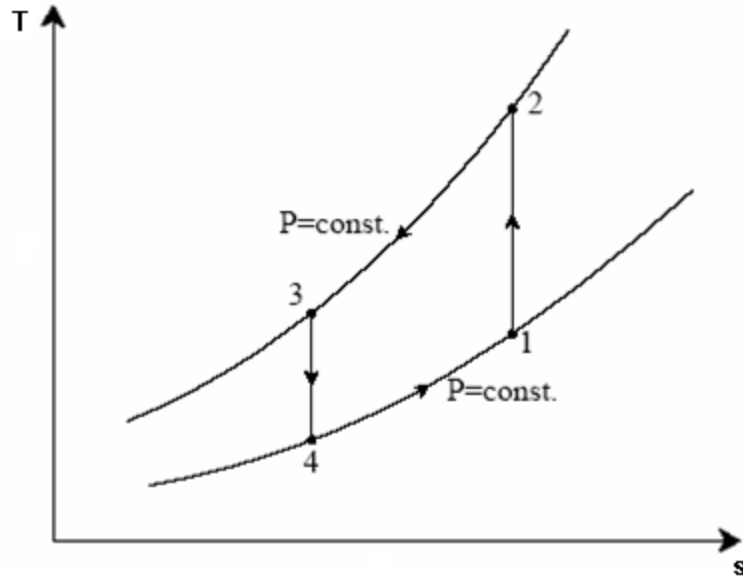


Figura 8. Diagrama T - s do ciclo padrão de refrigeração de Brayton (MORAN & SHAPIRO, 2004)

- **1 – 2:** compressão adiabática reversível no compressor; nesse processo o ar é comprimido isentropicamente do estado 1 para o estado 2; a partir da Primeira e da Segunda Leis da Termodinâmica, desprezando o termos de energia cinética e potencial tem-se:

$$W_{1-2} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (5)$$

com $s_2 = s_1$ (6)

e
$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1 \cdot r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (7)$$

onde r_p é a razão de compressão e γ é o coeficiente de expansão isentrópica, dado pela relação entre os calores específicos a pressão constante (c_p) e a volume constante (c_v):

$$\gamma = \left(\frac{c_p}{c_v} \right) \quad (8)$$

- **2 – 3:** calor é rejeitado pelo ar a alta pressão e temperatura para o meio externo. Nesse processo a temperatura, a entalpia e a entropia do gás diminuem. A Primeira e a Segunda Lei fornecem:

$$W_{1-2} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1 \cdot r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} s_2 = s_1 \gamma = \left(\frac{c_p}{c_v} \right)$$

$$Q_{2-3} = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_2 - T_3) \quad (9)$$

$$s_2 - s_3 = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_3} \quad (10)$$

$$p_2 = p_3 \quad (11)$$

- **3 – 4:** o ar passa por um processo de expansão na turbina, gerando trabalho de eixo; no processo a temperatura e a pressão caem, e tem-se que:

$$W_{3-4} = \dot{m}(h_3 - h_4) = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) \quad (12)$$

$$\text{com} \quad s_3 = s_4 \quad (13)$$

$$\text{e} \quad T_3 = T_4 \cdot \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_4 \cdot r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (14)$$

- **4 – 1:** o ar a baixa pressão e temperatura passa pelo trocador de calor e retira calor do ambiente; nesse processo a temperatura, a entalpia e a entropia do gás aumentam, e tem-se que:

$$Q_{4-1} = \dot{m}(h_1 - h_4) = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_4) \quad (14)$$

$$s_4 - s_1 = c_p \cdot \ln \frac{T_4}{T_1} \quad (15)$$

$$P_4 = P_1 \quad (16)$$

A partir das equações anteriores, verifica-se que o coeficiente de eficácia para o ciclo Brayton é dado por:

$$COP = \left| \frac{Q_{4-1}}{W_{\text{liquido}}} \right| = \left(\frac{(T_1 - T_4)}{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)} \right) \quad (17)$$

Usando as relações de temperatura e pressão pode-se reescrever a Eq. (17) como:

$$COP = \left(\frac{(T_1 - T_4)}{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)} \right) = \left(\frac{T_4}{T_3 - T_4} \right) = \left(\frac{(T_1 - T_4)}{(T_2 - T_1) \cdot \left(r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)} \right) = \left(r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)^{-1} \quad (18)$$

O ciclo real apresenta diferenças em relação ao ideal, mostradas no diagrama $T-s$ da Figura 8 pois a compressão e a expansão são processos não-isentrópicos e, também, por causa da perda de carga nos trocadores de calor.

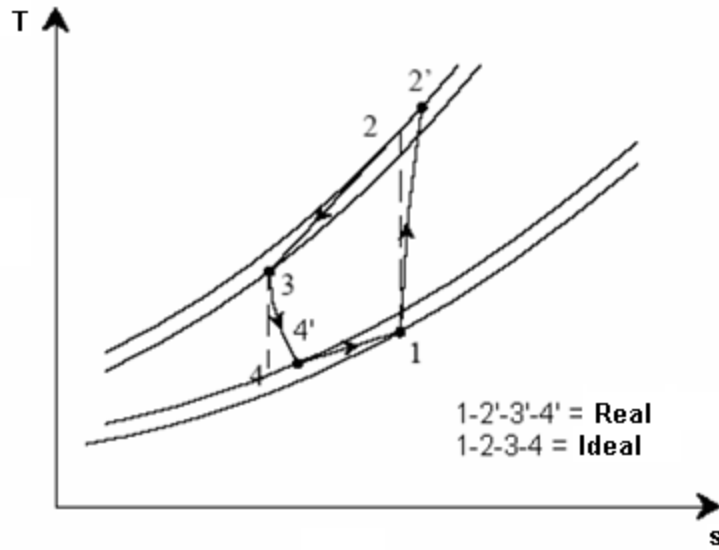


Figura 9. Diagrama T - s do ciclo de refrigeração de Brayton real (MORAN & SHAPIRO, 2004)

Introduzindo os conceitos de rendimento isentrópico de compressão (η_c) e de expansão (η_t):

$$\eta_{c,isen} = \frac{(h_2 - h_1)}{(h_{2'} - h_1)} = \frac{(T_2 - T_1)}{(T_{2'} - T_1)} \quad (19)$$

e

$$\eta_{t,isen} = \frac{(h_{3'} - h_{4'})}{(h_3 - h_4)} = \frac{(T_{3'} - T_{4'})}{(T_3 - T_4)} \quad (20)$$

pode-se calcular o trabalho real que deve ser fornecido ao ciclo:

$$W_{net,real} = W_{1-2,real} - W_{3-4,real} \quad (21)$$

onde,

$$W_{1-2,real} = \frac{W_{1-2,isen}}{\eta_{c,isen}} \quad (22)$$

e

$$W_{3-4,real} = \eta_{t,isen} \cdot W_{3-4,isen} \quad (23)$$

2.4. Sistema de turbocompressão

Os sistemas de turbocompressão são utilizados para promover uma sobrealimentação de ar em motores de combustão interna. Dado que o torque de um motor está diretamente relacionado à massa de ar que é admitida nos cilindros, um sistema de turbocompressão, ao comprimir o ar atmosférico e consequentemente reduzir seu volume específico, permite que uma maior massa de ar seja admitida, aumentando assim o torque.

A Figura 2 apresentou um esquema de um sistema de turbocompressão, onde é possível visualizar os dois componentes principais do sistema: o turbocompressor e o intercooler, descritos a seguir.

2.4.1. Turbocompressor

O turbocompressor é um conjunto no qual um compressor é movido por uma turbina acionada pelos gases de escape do motor, mostrado na Figura 10. Os gases de escape, ao deixar os cilindros, passam pelas palhetas da turbina, fazendo-a girar. O conjunto não tem ligação mecânica com o motor, e por isso consome diretamente potência de seu eixo. Contudo, ao aumentar a restrição à saída dos gases de escape, o sistema reduz a potência líquida no eixo do motor.

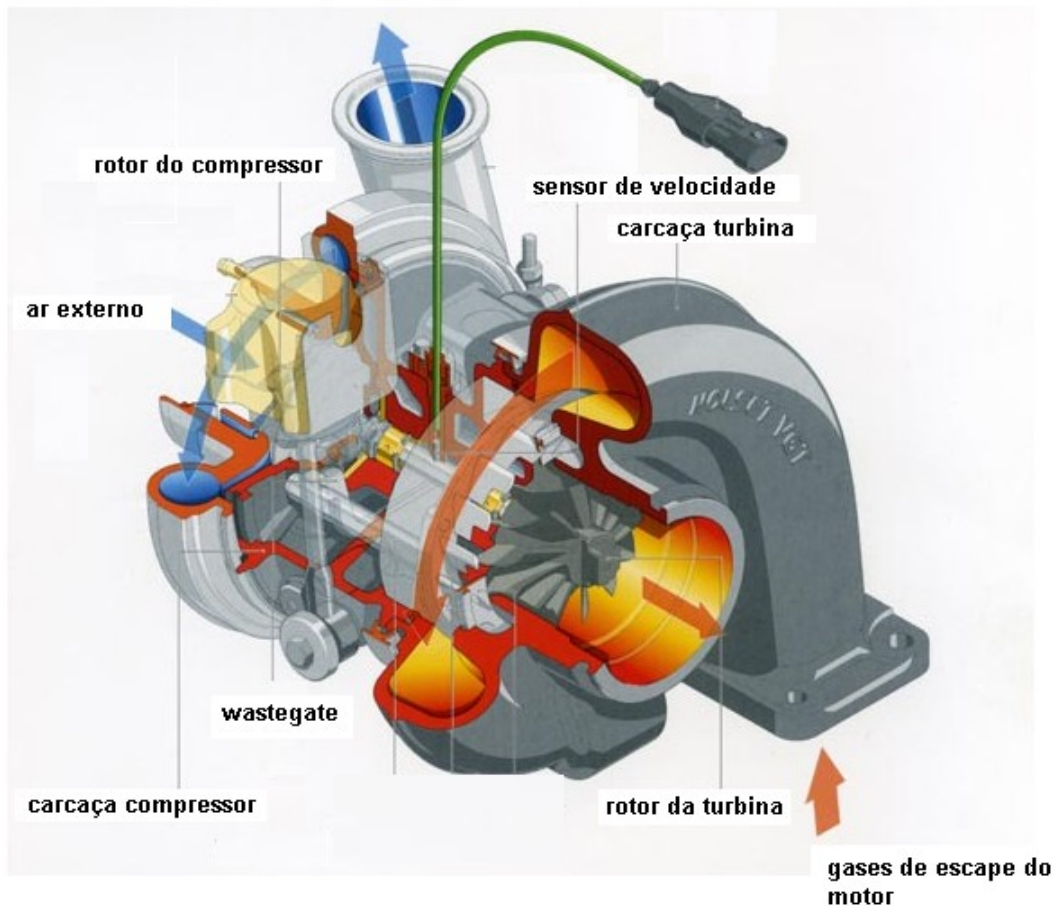


Figura 10. Turbocompressor automotivo

2.4.2. Intercooler

O *intercooler* (ou *aftercooler*) é um trocador de calor ar-ar ou ar-líquido usado em conjunto em motores sobrealimentados com o intuito de melhorar a sua eficiência volumétrica, aumentando a densidade do ar de admissão por meio de um resfriamento isobárico (pressão constante).

Esses trocadores são do tipo compacto, com relações área de troca/volume da ordem de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Normalmente os trocadores são de microcanais ou de tubos aletados confeccionados em alumínio. Exemplos de um intercooler ar-ar e ar-água podem ser visto nas Figuras 11 e 12.

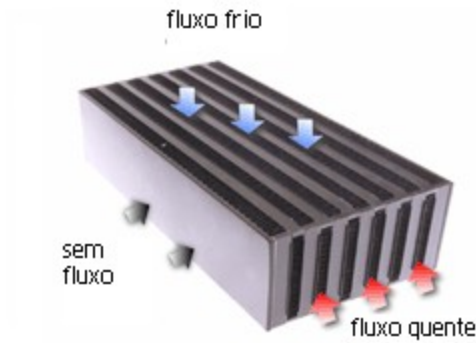


Figura 11. Intercooler ar-ar



Figura 12. Intercooler ar-água

2.5. Avaliação da capacidade necessária do sistema de climatização veicular

2.5.1. Parâmetros de cálculo

Considerando a definição de conforto térmico, dada pela norma ASHRAE 55-64, como “um estado de espírito que reflete satisfação com o ambiente térmico que envolve as pessoas”, os parâmetros de operação do sistema de climatização veicular podem variar significativamente. Para reduzir a subjetividade do problema a ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*) propôs uma série de recomendações para padronizar as diretrizes de projeto do sistema de climatização veicular. Entre as recomendações feitas pos ASHRAE pode-se citar:

- os aquecedores do sistema devem ser selecionados para trabalhar na faixa de temperatura ambiente de -40°C a $+21^{\circ}\text{C}$;
- filtros de cabine são indicados para prevenir agentes bacterianos, corrosivos e poluentes;
- o sistema de climatização não deve comprometer o desempenho do veículo a ponto de reduzir o controle do mesmo.

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.

2.5.2. Carga térmica

Uma vez definidos os parâmetros para dimensionamento, o primeiro passo para tanto é avaliar a carga térmica a ser atendida pelo sistema. Essa carga térmica é geralmente classificada em carga térmica do ambiente e carga térmica do equipamento, dependendo do local onde a carga é considerada (Yamane & Saito, 1986).

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

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

A **carga térmica do ambiente** é a quantidade de calor a ser trocada entre o ambiente e o ar insuflado no ambiente pelo sistema de climatização para manter a temperatura do ambiente nas condições desejadas. Esta carga pode ser dividida em:

- ganhos de calor através da envoltória (fontes externas);
 - condução de calor do meio externo para o habitáculo através de paredes, piso, teto e vidros;
 - condução de calor do compartimento do motor para o habitáculo através de paredes;
 - radiação solar através dos vidros;
 - infiltração e renovação de ar;
- calor gerado no interior do ambiente (fontes internas).

Já a **carga térmica do equipamento** é a quantidade de calor transferida no sistema de climatização para se obter o ar nas condições especificadas de temperatura e umidade para insuflação no ambiente. Essa carga térmica pode ser dividida em:

- carga térmica do ambiente;
- carga térmica associada à entrada de ar de renovação;
- carga térmica devido a ventiladores e outros componentes do sistema.

Tanto as cargas térmicas do ambiente e do equipamento são divididas em duas parcelas: a *carga térmica sensível*, que corresponde à quantidade de calor que deverá ser trocada com o ar para se atingir uma temperatura pré-definida, e a *carga térmica latente*, que corresponde à quantidade de calor associada ao processo de desumidificação do ar que ocorre no sistema de climatização.

Uma característica importante da avaliação da carga térmica em veículos automotivos é que ela pode ser feita admitindo condições de regime permanente, pois a inércia térmica do ambiente é pouco significativa nesse caso.

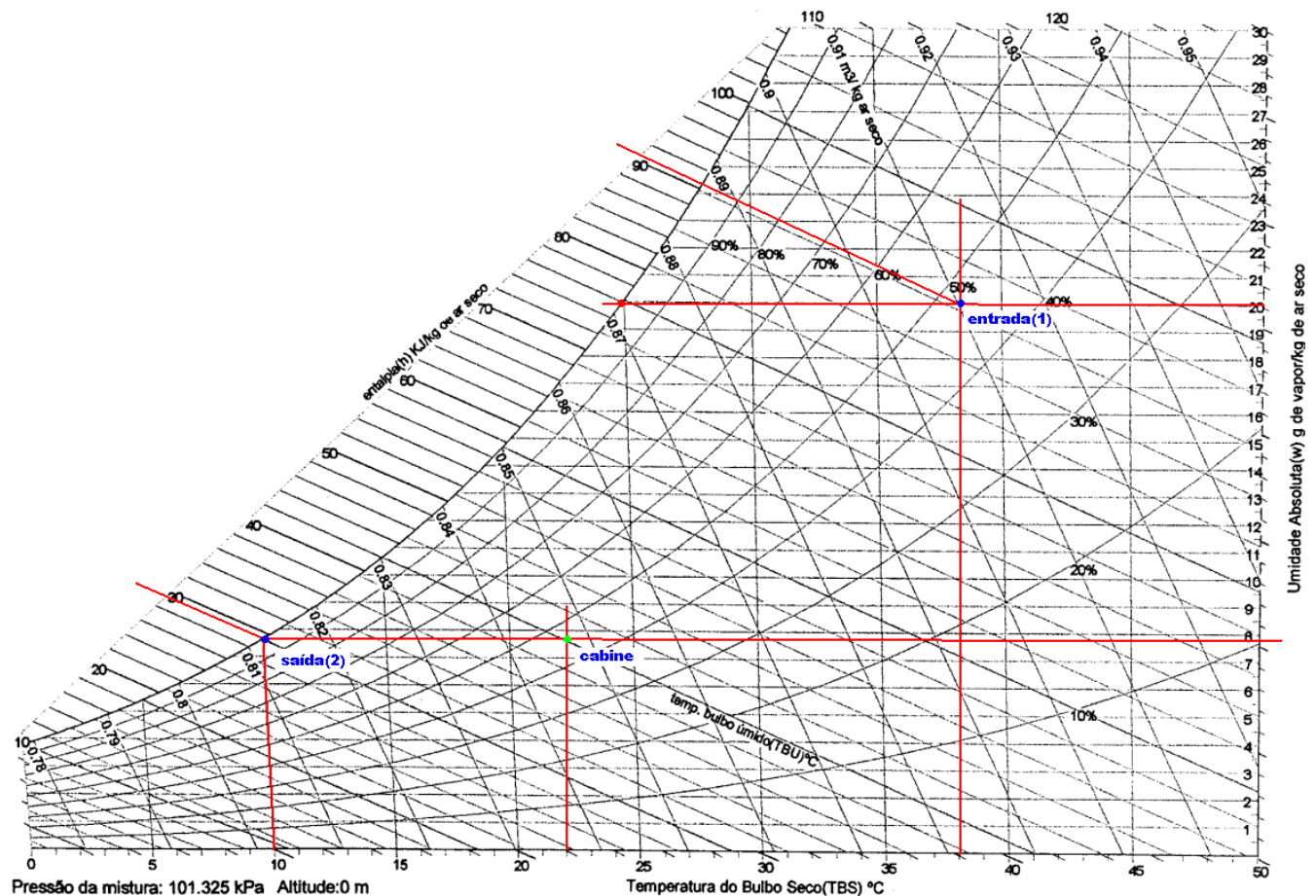
2.5.3. Avaliação da capacidade

Assumindo a vazão volumétrica de ar no habitáculo em torno de 0,10 m³/s tem-se uma vazão mássica de 0,1285 kg/s (hipótese adotada: $\rho_{ar} = 1,225 \text{ kg/m}^3$).

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

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot [(h_a + \omega \cdot h_v)_2 - (h_a + \omega \cdot h_v)_1 - (\omega_2 - \omega_1) \cdot h_w] \quad (24)$$

Os valores das entalpias e umidades absolutas do ar podem ser obtidos a partir da carta psicrométrica apresentada na Figura 13, enquanto que a entalpia específica do condensado (h_w) pode ser obtida em tabelas de propriedades de vapor d'água saturado.



**Figura 13: Carta psicrométrica com indicação dos estados termodinâmicos considerados
(SIMÕES MOREIRA, 1999)**

Os valores obtidos para as condições adotadas nesse trabalho estão listados na Tabela 2. Substituindo os valores na Eq. (24) obtém-se:

$$\dot{Q} = 5,68 \text{ kW} = 1,6 \text{ TR} \quad (25)$$

Tabela 2. Parâmetros de projeto do sistema de ar condicionado automotivo

Variável	Valor
$(h_a + \omega h_v)_1$	81,0 kJ/kg
$(h_a + \omega h_v)_2$	29,0 kJ/kg
ω_1	16,8 g _{vapor} /kg _{ar seco}
ω_2	7,8 g _{vapor} /kg _{ar seco}
h_w	42,0 kJ/kg

3. 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 14.

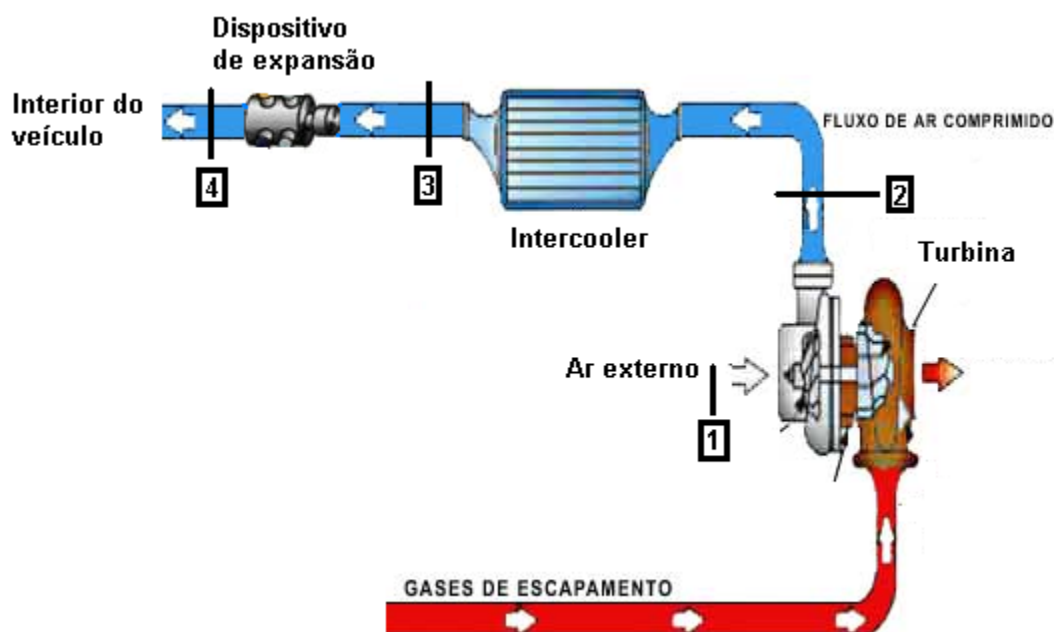


Figura 14. Esquema do sistema de ar condicionado baseado no ciclo Brayton

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 respectivamente na Figura 15 e Figura 16.

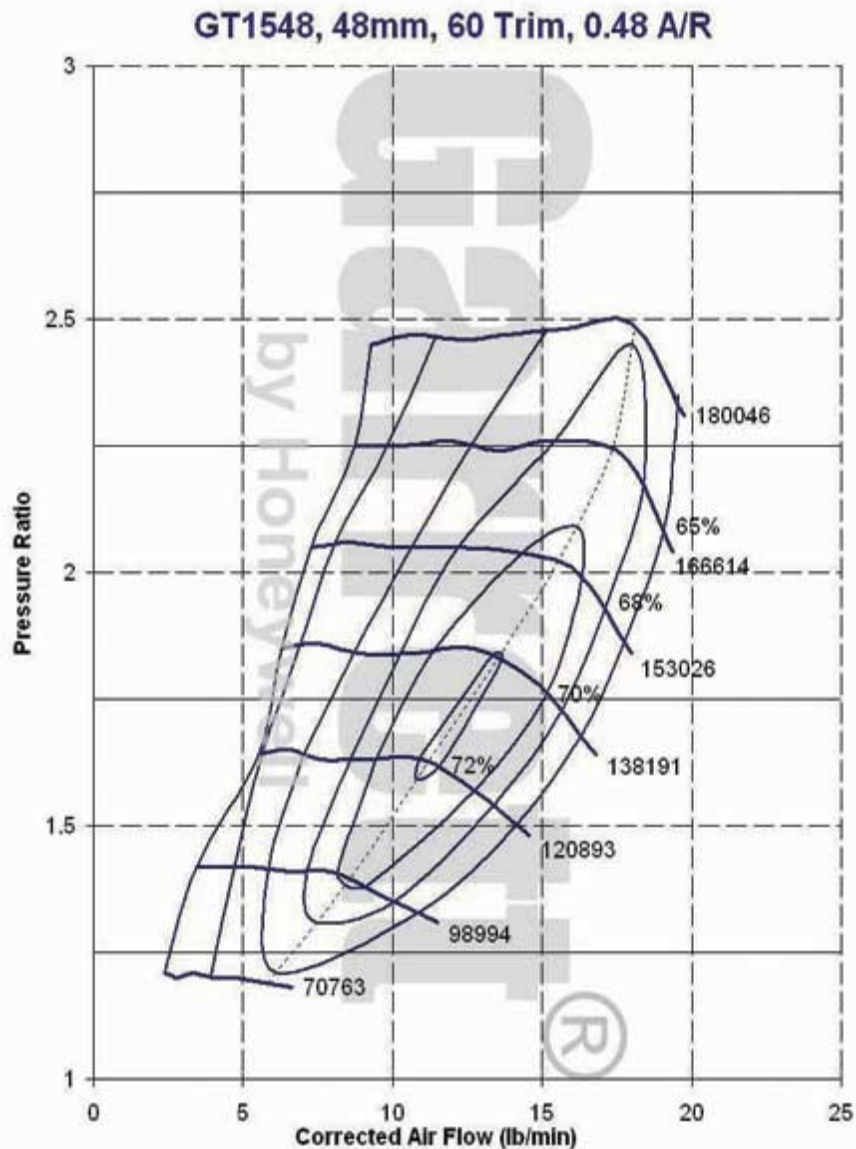


Figura 15. Mapa do compressor do turbo compressor Garrett GT1548

No restante desse capítulo serão determinados 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.



Figura 16. Mapa da turbina (linha de *matched flow*) do turbo compressor Garrett GT1548

A partir dos valores listados na Tabela 1, o estado 1 é definido por:

$$\text{Estado 1} \left\{ \begin{array}{l} T_1 = 38^\circ\text{C} \\ p_1 = 1,013 \text{ bar (} p_{\text{atmosférica}} \text{ ao nível do mar)} \end{array} \right.$$

Foi assumido uma rotação de 140.000 rpm para o conjunto, uma vez que tal rotação pode ser alcançada antes da rotação de torque máximo do motor e mantida constante por uma faixa aceitável de operação do motor com a utilização de uma válvula *waste-gate* incorporada. Nessa faixa de rotação pode-se obter uma taxa de compressão de 1,75 com aproximadamente 70% de eficiência isentrópica. Assim, tem-se:

$$p_1 \cdot \vartheta_1^k = p_{2is} \cdot \vartheta_{2is}^k \quad (26)$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} = 1,4 \text{ (ar atmosférico)} \quad (27)$$

$$\vartheta = \frac{R \cdot T}{p} \quad (28)$$

$$T_{2is}^k = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{(1-k)} \cdot T_1^k \quad (29)$$

$$T_{2is} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{(1-k)}{k}} \cdot T_1 \quad (30)$$

$$T_{2is} = 1,173 \cdot T_1 \quad (31)$$

$$\eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} = c_p \text{ do ar constante} = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} = 70\% \quad (32)$$

$$0,70(T_2 - T_1) = 0,173 \cdot T_1 \quad (33)$$

$$T_2 = 1,247 \cdot T_1 \cong 47^\circ\text{C} \quad (34)$$

Dessa forma, o estado 2 fica definido por:

$$\text{Estado 2} \left\{ \begin{array}{l} T_2 = 38^\circ\text{C} \\ p_2 = 1,78 \text{ bar} \end{array} \right.$$

A partir da Tabela 1, verifica-se que a temperatura de insuflação deve ser de 10 °C. Os ventiladores que fazem essa insuflação geralmente são dotados de várias velocidades (normalmente 4 velocidades), e o fluxo de ar no evaporador varia entre 0,05 m³/s e 0,19 m³/s. Para efeitos dos cálculos, será assumida uma velocidade média de 0,1 m³/s, já que este valor é recomendado na literatura como referência de projeto.

É necessário que o ar chegue ao habitáculo com uma certa velocidade residual para garantir a movimentação adequada no ambiente climatizado. Como esse valor é de difícil avaliação, o presente cálculo assume uma condição de que a velocidade do ar após o dispositivo de expansão é desprezível, pior do que a do caso real.

A partir dessas considerações é possível utilizar a equação de Bernoulli (Eq. 35) para estimar a pressão necessária após a válvula (estado 4) para que haja fluxo de ar:

$$\frac{\rho \cdot v^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h + p = \text{constante} \quad (35)$$

$$p_4 + \frac{\rho \cdot v_4^2}{2} + \rho \cdot g \cdot 0 = p_{hab} + \frac{\rho \cdot v_{hab}^2}{2} + \rho \cdot g \cdot 0 \quad (36)$$

$$p_4 = p_{hab} + \frac{0,1^2}{2} \quad (37)$$

$$p_4 = 1,0013 + 0,05 = 1,018 \text{ bar} \quad (38)$$

Assim, o estado 4 fica definido por:

$$\text{Estado 4} \left\{ \begin{array}{l} T_4 = 10^\circ\text{C} \\ p_4 = 1,018 \text{ bar} \end{array} \right.$$

O último estado a ser determinado é a condição na entrada do dispositivo de expansão. Para tanto, sendo esse um estudo inicial, o dispositivo de expansão será considerado como sendo isoentálpico:

$$h_3 = h_4 \quad (39)$$

Também será considerado que perda de carga nula no trocador de calor, assim a pressão do estado 3 será igual à do estado 2. Utilizando os dados do trabalho de Panasiti (1996) tem-se que:

$$h_4 = c_p \cdot T_4 \quad (40)$$

$$h_4 = 8243,79 \frac{J}{mol.K} \quad (41)$$

E por interpolação, chega-se a:

$$T_3 = 16,3^\circ C \quad (42)$$

Portanto:

$$\text{Estado 3} \left\{ \begin{array}{l} T_3 = 16,3^\circ C \\ p_3 = 1,75 \text{ bar} \end{array} \right.$$

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.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (43)$$

$$c_p = 1005 \frac{J}{kg} \text{ (hipótese: constante)} \quad (44)$$

$$\dot{Q} = (T_2 - T_3) \cdot 1005 \cdot 0,11 \quad (45)$$

$$\dot{Q} = 3,4 \text{ kW} \quad (46)$$

3.1. Condições de operação 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 seguintes estados termodinâmicos:

$$\text{Estado 1c} \left\{ \begin{array}{l} T_1 = 38^{\circ}\text{C} \\ p_1 = 1,013 \text{ bar} \end{array} \right.$$

$$\text{Estado 2c} \left\{ \begin{array}{l} T_2 = 47,6^{\circ}\text{C} \\ p_2 = 1,25 \text{ bar} \end{array} \right.$$

$$\text{Estado 3c} \left\{ \begin{array}{l} T_3 = 14,7^{\circ}\text{C} \\ p_3 = 1,25 \text{ bar} \end{array} \right.$$

$$\text{Estado 4c} \left\{ \begin{array}{l} T_4 = 10^{\circ}\text{C} \\ p_4 = 1,018 \text{ bar} \end{array} \right.$$

A partir desses estados e das vazões envolvidas, a taxa de troca de calor necessária é de $\dot{Q} = 3,8 \text{ kW}$, 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 17.

Esse tipo de *intercooler* possui uma pequena bomba e um reservatório para aspergir água no fluxo de ar de resfriamento para aumentar a taxa de transferência de calor. Em função de confidencialidade do fabricante, não serão apresentados os dados e a metodologia para seleção do componente. Para o presente trabalho os resultados indicaram a necessidade de se utilizar um trocador de calor com área frontal da ordem de 2m^2 .

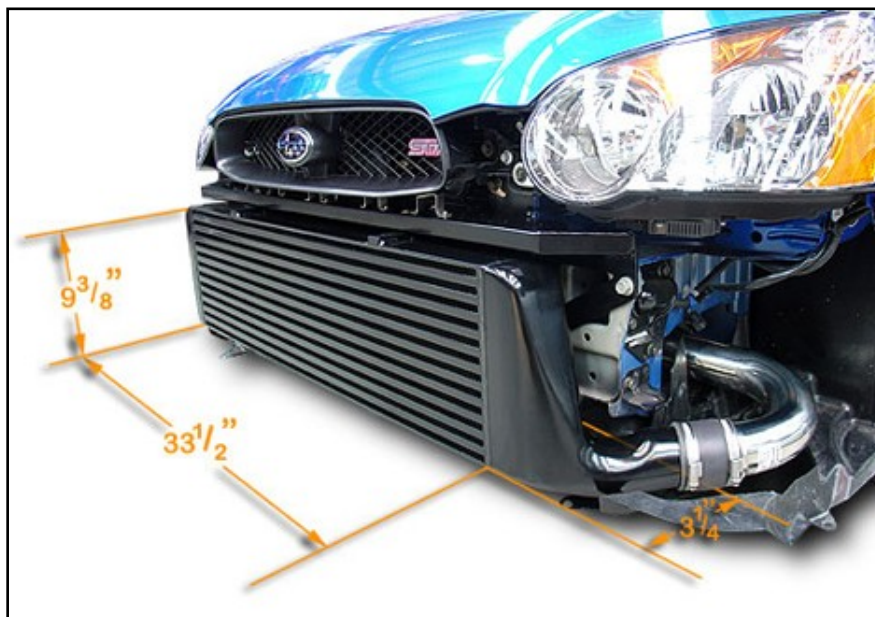


Figura 17. *Intercooler* ar-ar com resfriamento evaporativo proposto para o sistema

3.2. Impacto do sistema de climatização por turbo compressão sobre o motor

O ciclo Otto de 4 tempos é o ciclo termodinâmico que representa o funcionamento de motores de combustão interna com ignição por centelha que equipam a maioria dos veículos de passeio. As Figuras 18 e 19 apresentam os diagramas $p-v$ e $T-s$ do ciclo Otto ideal.

Na análise termodinâmica do ciclo ideal, é comum não considerar as etapas de admissão e exaustão dos gases (0-1 e 1-0 respectivamente). Assim, o ciclo fica limitado à região 1-2-3-4 do diagrama. Além disso, os processos 1-2 e 3-4 são adiabáticos, e a troca de calor se dá em 2-3 (calor fornecido pelo combustível) e 4-1 (calor cedido ao ambiente).

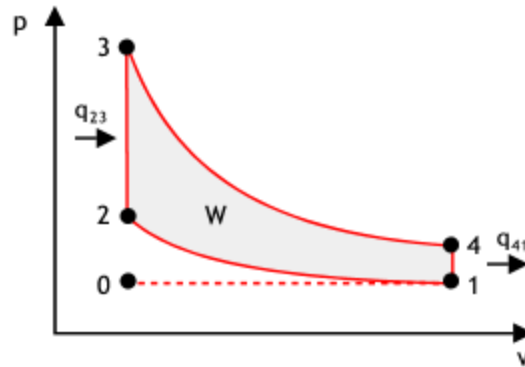


Figura 18. Diagrama p - v do ciclo Otto ideal

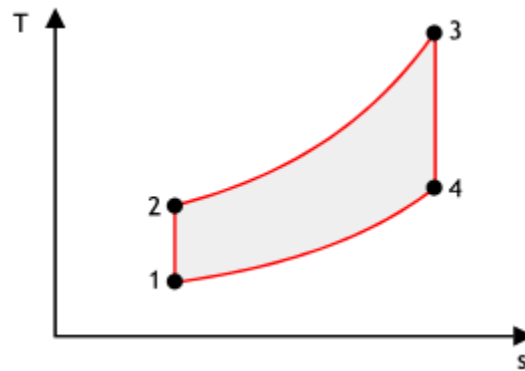


Figura 19. Diagrama T - s ciclo Otto ideal

A partir do diagrama T - s pode-se determinar o trabalho realizado pelo ciclo:

$$W = W_{34} - W_{12} = c_v \cdot (T_3 - T_4) - c_v \cdot (T_2 - T_1) \quad (47)$$

$$W = c_v \cdot (T_3 - T_2) - c_v \cdot (T_4 - T_1) = q_{23} - q_{14} \quad (48)$$

A colocação do turbo compressor no sistema de escape do motor, irá causar um aumento de pressão na linha de descarga devido ao bloqueio do fluxo. O reflexo desse aumento de pressão se dará no coletor de escape e, conseqüentemente, na câmara de combustão.

A partir do diagrama T - s espera-se que esse aumento de pressão no coletor de escape e na câmara diminua a potência do motor, pois aumento no trabalho de compressão será maior

e o que o aumento no trabalho de expansão. Segundo informações de ensaios fornecidas pela Garrett, esse aumento na pressão no coletor de escape, no pior caso, é de cerca de 3,5% (em relação ao fluxo sem obstruções), ou seja:

$$\frac{W_{total,sem\ turbo}}{W_{total,com\ turbo}} \approx 1,035 \quad (49)$$

Assim, sendo o trabalho de compressão dado por:

$$W_c = c_v \cdot (T_2 - T_1) \quad (50)$$

E o trabalho de expansão dado por:

$$W_e = c_v \cdot (T_3 - T_4) \quad (51)$$

E considerando os seguintes valores típicos para as temperaturas nas diversas fases do ciclo: $T_1 = 30^\circ\text{C}$; $T_2 = 350^\circ\text{C}$; $T_3 = 2000^\circ\text{C}$; $T_4 = 600^\circ\text{C}$, verifica-se que, tendo como referência um veículo de passeio nacional com motor 1.0 de potência máxima é de 51kW, a potência dissipada para acionamento do sistema de turbo compressão seria de 1,7kW. Esse valor é da mesma ordem de grandeza daquele necessário para acionamento de um sistema de climatização convencional (1,6kW).

3.3. Impacto do peso do sistema de climatização por turbocompressão

Outro aspecto a ser considerado em relação ao impacto do sistema de climatização por turbo compressão é o eventual aumento de peso em relação ao sistema convencional. Assim, foi feito um levantamento de peso dos principais componentes do sistema convencional e do sistema proposto, chegando-se a um valor aproximado de 10,5 kg para o sistema convencional e 11,5 kg para o sistema proposto em base seca, para a tal comparação foi utilizada base seca, pois as massas de água para o sistema de resfriamento evaporativo e R-134a no sistema tradicional são as mesmas.

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 um aumento no consumo de combustível do veículo. Apesar de tal resultado ir de encontro ao objetivo de se propor um sistema que melhore o consumo do veículo, os resultados obtidos são da mesma ordem de grande tanto para o impacto sobre o motor quanto para o peso, e assim pode-se considerar que com um investimento tecnológico na otimização do sistema e de seus componentes exista potencial para utilização do sistema proposto.

3.4. Impacto ambiental

Um dos motivadores do presente estudo é o aspecto de sustentabilidade, e assim o 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.

É inerente ao sistema de climatização automotivo uma perda de fluido refrigerante em função do uso de mangueiras flexíveis, bem como na mangueira de alta pressão, junto ao flange de entrada no condensador. Em um sistema padrão a quantidade de R-134a varia entre 800g e 1000g, adota-se como valor para cálculos a média (900g), é esperado que o sistema perca em torno de 10% de refrigerante ao ano em vazamentos.

Segundo dados da Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (Anfavea), pelo menos 47% dos novos veículos produzidos pelas quatro principais montadoras do Brasil já saem de fábrica com sistema de climatização instalado. E a expectativa é de um crescimento ainda maior nos próximos anos. A relação habitante por veículo vem diminuindo consideravelmente nos últimos doze anos no Brasil. Enquanto, em 1994, havia um carro para cada 10,4 habitantes no País, atualmente a relação é de 7,9 pessoas para cada automóvel. Dessa forma pode-se estimar uma frota de veículos de cerca de 22 milhões de veículos, estima-se, assim, cerca de 10 milhões de veículos dotados de ar condicionado. Com uma simples conta é possível estimar que por 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.

4. Estudo de viabilidade econômica

Para o estudo de viabilidade econômica será feita uma comparação de custos entre o sistema tradicional e o sistema proposto, tais custos serão 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.

4.1. Custos fixos

Foram considerados como custos fixos os custos dos componentes principais dos sistemas em análise, os quais representam cerca de 90% do custo total do sistema. Os custos fixos do sistema convencional é apresentado na Tabela 3, enquanto que a Tabela 4 apresenta os custos para o sistema proposto.

Tabela 3. Custos fixos para o sistema convencional

Componentes principais	Custo [R\$]
Compressor	800,00
Evaporador c/ válvula de expansão	500,00
Condensador	400,00
TOTAL	1.700,00

Tabela 4. Custos fixos para o sistema proposto

Componentes principais	Custo [R\$]
Turbina	2.000,00
<i>Intercooler</i>	300,00
Sistema evaporativo (bomba + reservatório)	200,00
Válvula de expansão	150,00
TOTAL	2.650,00

Tais números mostram que o sistema proposto atualmente é cerca de 35% mais caro que o sistema convencional, o que num primeiro momento inviabilizaria a sua utilização. No entanto deve-se lembrar que fatores como histórico tecnológico e economia de escala favorecem o sistema atualmente em uso e que, como já mencionado no item 4.3, o investimento em desenvolvimentos tecnológicos pode viabilizar o uso do sistema proposto.

4.2. Custos variáveis

Foram considerados como custos variáveis aqueles associados às rotinas de manutenção preventiva dos sistemas realizadas durante o período de garantia de um veículo, que atualmente é da ordem de três anos. Elas basicamente estão associadas à reposição de fluido refrigerante no sistema convencional e à limpeza dos sistemas, uma vez que, segundo os fabricantes de compressores (sistema convencional) e de turbocompressores (sistema proposto), no horizonte de três anos considerado não é necessária a realização de rotinas de manutenção preventiva dos mesmos. Os valores dessas rotinas para os dois sistemas são apresentados nas Tabelas 5 e 6. Essas Tabelas 5 e 6 mostram que o sistema proposto

apresenta um custo de manutenção menor, o que em parte compensa o maior custo inicial do sistema.

Tabela 5. Custos variáveis para o sistema convencional

Rotina de manutenção	Quantidade	Valor unitário [R\$]	Valor Total [R\$]
Carga de R-134a	1	100,00	100,00
Higienização	2	100,00	200,00
Troca do filtro de ar	6	30,00	180,00
Total geral			480,00

Tabela 6. Custos variáveis para o sistema proposto

Rotina de manutenção	Quantidade	Valor unitário [R\$]	Valor Total [R\$]
Higienização	2	100,00	200,00
Troca do filtro de ar	6	30,00	180,00
Total geral			380,00

5. 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 m². 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 termos de potência consumida. Em relação ao peso dos dois sistemas, a análise indicou que o sistema proposto apresenta um peso de 1kg a mais do que o sistema tradicional, o que, dada a importância atribuída ao acúmulo de massas pela indústria automotiva, é um fator que pesa negativamente ao sistema proposto pois implica em um aumento de consumo do veículo.

Em termos de impacto ambiental, não considerando o aumento de consumo, o sistema oferece grande vantagem, pois propicia uma redução de emissões de R-134a, que no caso brasileiro podem chegar a 90 toneladas por ano.

Já em relação aos custos o sistema proposto sofre por não contar com fatores como a economia de escala e histórico de desenvolvimento tecnológico, apresentando um custo inicial 35% maior. Apesar de os sistemas de climatização veicular não requererem muita manutenção, o sistema proposto apresenta um menor custo de manutenção.

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, requerendo contudo de um desenvolvimento tecnológico que reduza o peso do conjunto. Já o estudo de viabilidade econômica mostrou que o custo inicial do sistema proposto é maior em relação ao sistema tradicional, em grande parte por não contar com o fator de economia de escala. Dessa forma pode-se dizer sob o ponto de vista puramente econômico o sistema proposto ainda não é totalmente viável

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.

6. Referências bibliográficas

- BOSCH. **Automotive handbook**, 5. Ed. Plochingen: Robert Bosch GmbH / SAE International, 2000.
- 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.
- M. D. Panasiti, **Thermophysical Properties of Air from 60 to 2000 K at Pressures Up to 2000 MPa**, M.S. thesis (Department of Mechanical Engineering, University of Idaho, Moscow, 1996).
- MORAN, M.; SHAPIRO, H. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 5. Ed. Hoboken: John Wiley & Sons Inc, 2004, 874p.
- TRIBESS, A. **Conforto Térmico**. Apostila Notas de aula PME 2514. São Paulo: EPUSP, 2009.
- GARRETT. Disponível em <www.turbobytgarrett.comr>. Acesso em 01/06/2009
- SIMÕES MOREIRA, J.R. **Fundamentos e Aplicações da Psicrometria**, São Paulo, RPA, 1999.

7. Bibliografia adicional

- AVILA, J. **Ar Condicionado Automotivo: caracterização e avanços tecnológicos**. 2002. 102p. Dissertação (Mestrado Profissionalizante). Universidade de São Paulo, 2002.
- HEYWOOD, J.B., **Internal Combustion Engines Fundamentals**. McGraw-Hill, 1988.
- OBERT. E.F., **Internal Combustion Engines**. 3rd edition, International Textbook, 1968.
- PENIDO, P., **Motores a Combustão Interna**. Lemi, Belo Horizonte, 1994
- PFLEIDERER, C; Petermann, H. **Máquinas de Fluxo**, LTC, Rio de Janeiro, 1979
- STOECKER, W.F.; JABARDO, J.M.S. **Refrigeração Industrial**, 2a. ed., Edgar Blucher, 2002
- VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R. ;BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica**. Ed. São Paulo: Ed. Edgard Blucher, 1998, 537p.
- RUTH, W. **Simulation modelling of automobile confort cooling requirements**. ASHRAE JOURNAL. [S.I.], p. 53-55, maio 1975