

DIMENSIONAMENTO E AVALIAÇÃO DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO AUTOMOTIVO¹

Eduardo Oliveira dos Santos
Visteon Sistemas Automotivos LTDA
Av. Orlanda Bergamo, 1000
Cumbica
07220-901 – Guarulhos – SP
e-mail 1: esantos7@visteon.com

Prof. Dr. Arlindo Tribess
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento de Engenharia Mecânica
Av. Prof. Mello Moraes 2231
05508-900 São Paulo, SP Brasil
e-mail: atribess@usp.br

Abstract

Human being spends a large amount of energy to satisfy its comfort needs. In the automotive applications, air conditioning is the second larger energy consumption system, after the mobility system itself. The refrigeration system for automotive application has peculiar characteristics, which are different from other refrigeration systems. In an automotive application, variation of several conditions are highly significant, so the system must be designed to operate satisfactorily under all these conditions and to provide thermal comfort with smallest possible energy consumption. The objective of this work is to present the project of a refrigeration cycle for a compact size vehicle in order to meet thermal load requirements of a specific wind tunnel test. The project includes the sizing of main components of a refrigeration cycle such as compressor, condenser, evaporator and expansion device. The refrigeration cycle is designed by following a design procedure, in order to meet the calculated thermal load. The performance of the refrigeration cycle is evaluated with the use of a proposed simulation procedure, and the results are compared with the actual vehicle test results. The results achieved with the proposed simulation model are acceptable. The model can be used to predict the impact of a modification in the refrigeration cycle such as a component change, or even to predict the system balance point under different operating conditions.

Key-words: automotive engineering, air conditioning, refrigeration, thermal comfort, thermal load.

Resumo

O ser humano consome grandes quantidades de energia para satisfazer as suas necessidades de conforto. Em um veículo automotivo, depois da mobilidade em si, o ar condicionado é o maior consumidor de energia. O sistema de climatização para aplicações automotivas tem características particulares, diferentes de sistemas de climatização para outros ambientes. Em uma aplicação automotiva a variação de condições é bastante significativa, de modo que o sistema deve ser projetado para funcionar sob todas estas condições e propiciar condições de conforto térmico com o menor consumo de energia. No presente trabalho o objetivo é o projeto de um sistema de refrigeração que atenda aos requerimentos de carga térmica para um automóvel compacto em um ensaio específico realizado em túnel de vento. O projeto engloba o dimensionamento dos componentes principais do ciclo de refrigeração como compressor, condensador, evaporador e o dispositivo de expansão. A partir da carga térmica, o ciclo de refrigeração foi dimensionado seguindo-se o procedimento de projeto. A avaliação do desempenho do ciclo foi realizada por meio de um procedimento de simulação proposto, e os resultados comparados com os do veículo testado. Os resultados obtidos com o modelo de simulação proposto são bastante razoáveis. O modelo pode ser utilizado para prever o impacto de modificações no ciclo de refrigeração, como a troca de componentes, ou mesmo para prever o funcionamento do sistema sob diferentes condições de operação.

Palavras-chave: Engenharia automotiva, ar condicionado, refrigeração, conforto térmico, carga térmica

¹ Artigo extraído da dissertação: “Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo”, de Eduardo Oliveira dos Santos, apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Automotiva sob a orientação do Prof. Dr. Arlindo Tribess.

1. INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de sistemas de refrigeração para automóveis surgiu no início dos anos de 1930 nos Estados Unidos. Em 1933 a General Motors iniciou os trabalhos com o sistema de refrigeração por compressão de vapor usando refrigerante R12. Em 1939 a Packard Motor Car lançou o primeiro sistema original de fábrica completo de refrigeração e aquecimento (Figura 1). A General Motors introduziu o sistema de ar condicionado na linha Cadillac em 1941 (Bhatti, 1999a), e desde então a demanda por este item de conforto vem aumentando continuamente.

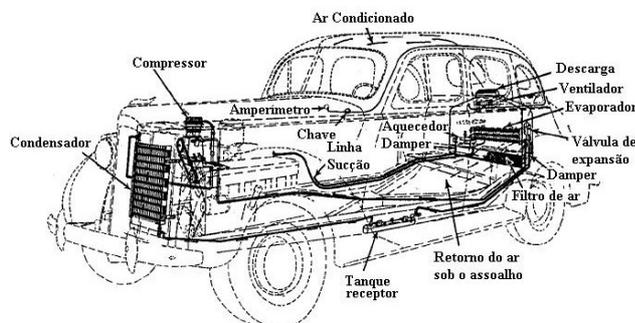


Figura 1 Primeiro sistema de ar condicionado desenvolvido pela Packard Motor Car em 1939 (Bhatti, 1999a)

No presente trabalho o objetivo é o projeto de um ciclo de refrigeração que atenda aos requerimentos de carga térmica para um automóvel compacto em um ensaio específico realizado em túnel de vento. O projeto engloba o dimensionamento dos componentes principais como compressor, condensador, evaporador e o dispositivo de expansão. Os resultados dos cálculos teóricos são comparados com o dimensionamento do veículo real.

Por fim, a avaliação do desempenho do ciclo de refrigeração é realizada por meio de um procedimento de simulação proposto, e os resultados comparados com os do veículo real.

2. CONFORTO TÉRMICO E SEGURANÇA

Diversos aspectos de conforto térmico em automóveis estão relacionados com questões da segurança veicular, como o desembaçamento e descongelamento dos vidros, o nível de atenção dos motoristas, o stress térmico e a qualidade do ar no interior do veículo, de tal forma que há regulamentações específicas sobre o assunto estabelecidas pelas autoridades de transporte de cada país ou região, como a EEC 78/317 na Comunidade Européia e a FMVSS-103 nos Estados Unidos (Bosch, 2000).

2.1. Conforto térmico

Conforto térmico é definido pela norma ASHRAE 55 (ASHRAE, 2004) como sendo “um estado de espírito que reflete satisfação com o ambiente térmico que envolve a pessoa”. O corpo humano gera calor continuamente e a sua temperatura interna deve ser controlada dentro de limites estreitos para evitar o desconforto e o stress térmico. O calor gerado deve ser dissipado para o ambiente de forma a manter a temperatura interna dentro desses limites. O modelo desenvolvido por Fanger (1972), baseado no balanço de energia do corpo humano, é um dos mais utilizados para a avaliação de conforto térmico. Nesse modelo o conforto térmico é avaliado pelos índices PPV (Predicted Percentage of dissatisfied) e PMV (Predicted Mean Vote). O trabalho de Fanger (1972) é a base da norma ISO 7730 (ISO, 1994) de conforto térmico.

A ASHRAE 55 (ASHRAE, 2004) também apresenta gráficos para a determinação das condições de conforto térmico em ambientes condicionados - as Cartas de Conforto da ASHRAE.

Diversos avanços na avaliação do conforto térmico em veículos têm sido obtidos com o uso de manequins térmicos (ISO 14505-2, 2004), e a tendência para o setor é o uso de manequins virtuais para avaliação de conforto térmico nas fases iniciais do desenvolvimento dos veículos (Santos, 2005).

3. CARGA TÉRMICA

Para se atingir as condições de conforto térmico em ambientes condicionados o primeiro passo no processo de cálculo de um projeto de equipamento de refrigeração é a determinação da carga térmica. É necessário se fazer uma distinção entre carga térmica e ganho de calor, e a ASHRAE (2001) apresenta esta distinção claramente, definindo:

- a) Carga térmica como sendo a taxa de calor que deve ser removida de um determinado local para se manter a temperatura do ar interior em um valor constante.
- b) Ganho de calor como sendo a taxa instantânea em que o calor é transferido para um ambiente ou gerado internamente.

Em edificações com sistema de ar condicionado central, cálculos de carga térmica realizados como se fossem ganhos de calor resultariam em valores maiores do que a carga térmica real do ambiente. Nos automóveis o sistema de refrigeração deve retirar cargas maiores do que aquelas calculadas mesmo considerando a carga térmica como sendo aquela relativa aos ganhos de calor, pois há a necessidade de se retirar também o calor armazenado no veículo (estacionado ao sol, por exemplo) em tempo curto de 20 a 30 minutos no máximo (o período de resfriamento do ar: *cool down*).

3.1. Ensaio em túnel de vento

A realização de ensaios de desempenho de sistemas veiculares em túneis de vento (Figura 2) apresenta uma série de vantagens: permite a verificação de repetitividade de resultados, a possibilidade de executar os ensaios independentemente das condições climáticas do local de ensaio, simular diversas condições de condução do veículo em estrada ou com o veículo parado e a possibilidade de coletar vários dados com boa precisão.

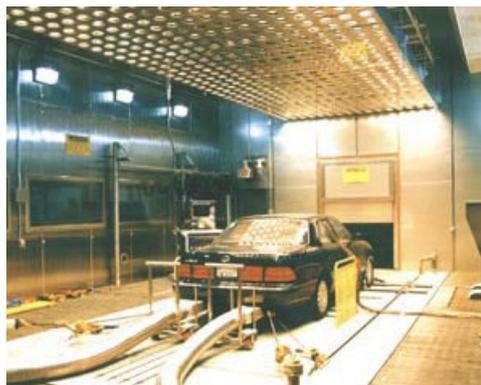


Figura 2 Túnel de vento típico para testes veiculares (Ransco Industries, 1999)

As condições de projeto para determinação da carga térmica são aquelas do ensaio de desempenho do sistema de climatização realizado em túnel de vento.

Condições de ensaio em túnel de vento:

- Temperatura ambiente 43°C
- Umidade relativa 40%
- Incidência solar 1000W/m²
- Velocidades: 50km/h, 100km/h, marcha lenta.
- Carga do dinamômetro (força trativa): Calculada para cada velocidade em função de parâmetros do veículo (peso, área frontal, coeficiente aerodinâmico, etc).

Operação do veículo:

- A/C (ar condicionado) frio máximo e ventilação máxima
- Recirculação (sem renovação de ar)
- Ventilação frontal

3.2. Determinação dos ganhos de calor

Em um veículo automotivo, há diversos ganhos de calor que contribuem para a carga térmica total, como segue:

- Condução de calor através da carroçaria e vidros
- Irradiação solar pelos vidros
- Condução de calor do compartimento do motor
- Pessoas no interior do veículo
- Equipamentos internos (motores, ventiladores e iluminação).
- Infiltração / Renovação de ar

Os resultados dos cálculos dos ganhos de calor para o veículo compacto na condição de teste em túnel de vento podem ser encontrados na Tabela 1.

3.3. Determinação da carga térmica efetiva

A partir dos dados coletados em um ensaio em túnel de vento é possível calcular a carga térmica efetiva do equipamento de ar condicionado, através do uso das propriedades psicrométricas do ar úmido. Os resultados são apresentados na Tabela 2. Os detalhes dos cálculos apresentados nas Tabelas 1 e 2 podem ser encontrados em Santos (2005).

Tabela 1 Ganhos de calor para um ensaio em túnel de vento para um veículo compacto

		50km/h	100km/h	M. Lenta
Condução por paredes e vidros	Qk [W]	717,2	734,2	768,4
Condução de calor do motor	Qm [W]	107,7	107,7	107,7
Radiação solar	Qs [W]	524,6	524,6	524,6
Ventiladores	Qeq [W]	256,0	256,0	256,0
Infiltração	Qi [W]	757,2	864,3	0,0
TOTAL		2362,7	2486,9	1656,8

Tabela 2 Carga térmica do equipamento

			1	2	3
			50 km/h	100km/h	M. Lenta
Condições ambientais					
Temperatura interna	T_int	[°C]	28.7	23.9	34.3
Umidade relativa interna	HR_int	%	0.42	0.47	0.47
Temperatura de descarga	T_desc	[°C]	11.5	9.3	21.5
Ponto de orvalho	Dew	[°C]	14.5	11.9	21.4
Vazão volumétrica de ar	V_ar	[m3/s]	0.12	0.12	0.12
Carga térmica	Q_evap	[kW]	4.3	3.7	3.5

Como é possível observar, a carga térmica é maior do que o ganho de calor em regime permanente, devido à liberação do calor armazenado nas massas internas da cabina durante o aquecimento. Isso significa que projetar o sistema de ar condicionado para o ganho de calor (em regime permanente) resultaria em um equipamento subdimensionado.

4. CICLO DE REFRIGERAÇÃO

O processo de refrigeração da cabina de um automóvel consiste em remover o calor do seu interior e dissipar este calor no ambiente externo. O sistema capaz de executar essa função precisa ser leve e compacto, para que possa ser instalado nos pequenos espaços disponíveis no automóvel. Além disso, precisa ser o mais eficiente possível dentro das condições impostas, pois o consumo de energia envolvido no processo é significativo. O custo do sistema é um outro fator muito importante. Mesmo com todos os avanços tecnológicos e com a produção em escala, o sistema de refrigeração ainda é um dos opcionais de conforto mais caros de um automóvel.

Por esses motivos, entre as diversas formas de se remover calor de um ambiente mais frio para um mais quente, o sistema adotado em automóveis é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

4.1. Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

Em um ciclo real de refrigeração por compressão de vapor ocorrem irreversibilidades que reduzem a eficácia do sistema. Devido ao atrito no fluido ao escoar entre as paredes internas dos trocadores e das tubulações, ocorre uma perda de carga, demonstrada pelas linhas cheias da Figura 3. É difícil garantir que o refrigerante que sai do condensador e o que sai do evaporador estejam exatamente sobre a linha de saturação. Uma prática comum nas aplicações de refrigeração é adotar algum subresfriamento na saída do condensador e um superaquecimento na saída do evaporador, conforme mostrado na Figura 3. É importante observar que algum subresfriamento é conveniente, pois além de garantir que somente refrigerante líquido entre no dispositivo de expansão, o efeito de refrigeração aumenta proporcionalmente à diferença de entalpias mostrada entre as linhas cheia e tracejada no processo 3-4 da Figura 3.

Por fim, para se atingir uma transferência de calor adequada com trocadores de calor de dimensões praticáveis, é preciso projetar a temperatura de condensação acima da temperatura do ar externo e a temperatura de evaporação abaixo da temperatura desejada no interior da cabina, como pode ser visto na Figura 4. Este fator acaba por reduzir significativamente o coeficiente de performance.

4.2. Compressor

Um diagrama simplificado, em corte, de um compressor de pistões com deslocamento fixo com prato oscilante pode ser visto na Figura 5.

Para este compressor, a vazão mássica de refrigerante pode ser calculada como:

$$\dot{m}_r = \frac{\pi D^2}{4} \times L \times n \times N \times \eta_{vol} \times \rho_r \quad [\text{kg/s}] \quad (1)$$

onde:

\dot{m}_r = vazão mássica de refrigerante	[kg/s]
D = diâmetro dos pistões	[m]
L = curso dos pistões	[m]
n = rotação do compressor	[s ⁻¹]
N = número de pistões	
ρ_r = densidade do refrigerante	[kg/m ³]
η_{vol} = eficiência volumétrica	

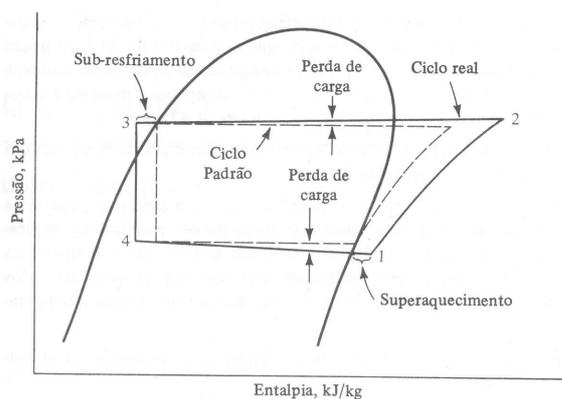


Figura 3 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor (Stoecker, 1985)

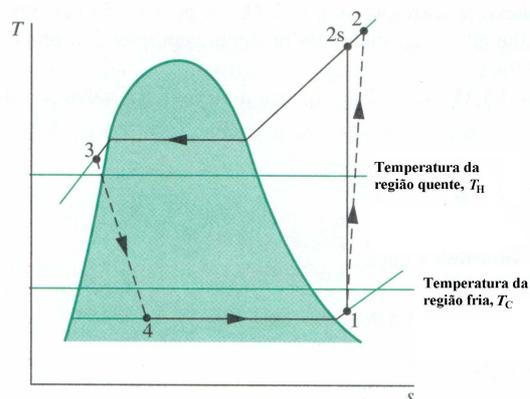


Figura 4 Diagrama T-s de um ciclo real de refrigeração por compressão de vapor (Moran e Shapiro, 2004).

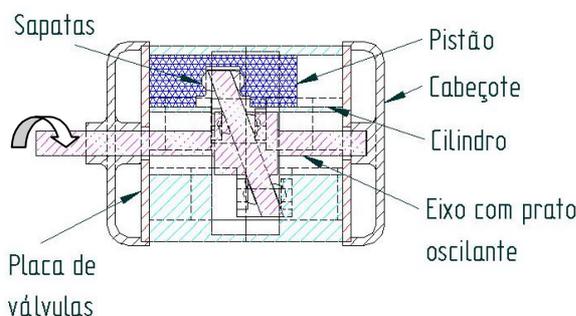


Figura 5 Diagrama simplificado, em corte, de um compressor radial de pistões.

4.3. Condensador

Dentro do condensador ocorre o processo de mudança de fase do refrigerante, de vapor para líquido. O condensador pode ser dividido em três regiões distintas sob o ponto de vista do estado do refrigerante. Uma região monofásica de redução do superaquecimento (vapor), uma região de mudança de fase (condensação) e uma região de subresfriamento (líquido). Na região de redução de superaquecimento o coeficiente global de troca de calor é menor que na região de condensação, porém esta redução é compensada pelo fato das diferenças de temperaturas serem maiores (Stoecker, 1985). A região de subresfriamento ocupa um pequeno volume do condensador. Com estas considerações, admite-se que a troca de calor ocorre na região de mudança de fase. A Figura 6 apresenta um condensador do tipo de tubos planos com fluxo paralelo e microcanais, com aletas tipo "louver". Este é o tipo de condensador mais utilizado nas aplicações automotivas atualmente.

Neste trabalho o método ϵ -NUT foi utilizado para os cálculos dos trocadores de calor devido à sua praticidade principalmente no caso da simulação de desempenho do sistema. Mais detalhes sobre o cálculo de trocadores de calor pelo método ϵ -NUT podem ser encontrados em Kays e London (1984) e Incropera e DeWitt (1998).

4.4. Evaporador

O evaporador é um trocador de calor que tem a função de remover o calor do ambiente refrigerado. O refrigerante entra no evaporador como uma mistura bifásica e pode sair como um vapor superaquecido ou como uma mistura bifásica. Tipicamente os sistemas com expansão em tubos de orifício permitem que haja algum líquido na saída do evaporador, ou seja, um título ligeiramente menor que 100%.

A Figura 7 mostra um evaporador de placas e aletas, constituído de pares de placas de alumínio estampadas de maneira a formar os canais por onde circula o refrigerante, com fileiras de aletas finas de alumínio soldadas entre os pares de placas por um processo de brasagem. Este tipo de evaporador é largamente utilizado na indústria automobilística, e é o mesmo tipo utilizado na aplicação em estudo neste trabalho.

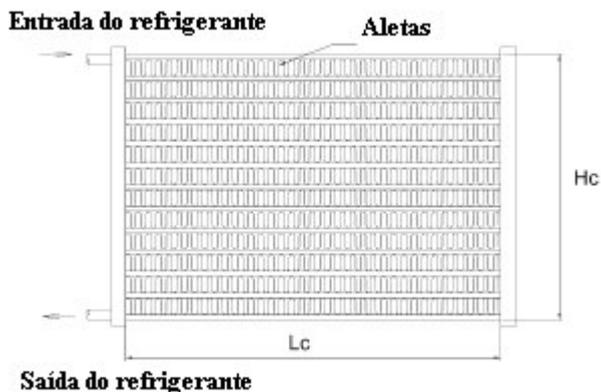


Figura 6 Esquema de um condensador de tubos planos com microcanais e aletas tipo "louver", com fluxo paralelo, (Jabardo et al, 2002).

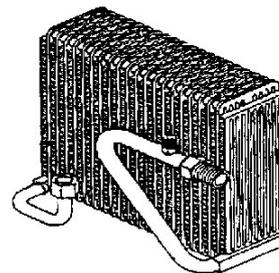


Figura 7 Evaporador de placas (Ávila, 2002)

O evaporador é analisado praticamente da mesma forma que o condensador. No entanto um aspecto importante faz com que o modelamento do evaporador seja um pouco mais complexo, que é a presença de condensação de água na superfície do lado ar.

4.5. Dispositivo de expansão

No mercado automobilístico, os dispositivos de expansão mais comuns são a válvula de expansão termostática e o tubo de orifício calibrado, sendo este último o foco deste estudo.

O tubo de orifício do sistema de refrigeração automotivo tem uma construção simples e barata, e de fácil manutenção. Um esquema de um tubo de orifício típico é mostrado na Figura 8. O tubo de orifício fixo consiste de um tubo curto de seção constante que, juntamente com o compressor, permite dois níveis de pressão para promover o efeito de refrigeração. Se comparado com os tubos capilares, o tubo de orifício apresenta uma montagem mais robusta e permite vazões maiores de refrigerante para a operação em um sistema automotivo (Hernandez Neto, 1998).

O escoamento do refrigerante no interior do tubo envolve um aspecto conhecido como "flashing", que consiste na vaporização de parte do refrigerante responsável pela redução da sua própria temperatura, de modo que parte do efeito de refrigeração disponível é consumida neste processo (Dossat e Horan, 2001). Um outro aspecto é a condição de blocagem. Nesta condição o escoamento atinge a velocidade sônica, fazendo com que a vazão de refrigerante independa da pressão de saída do tubo. A vazão do refrigerante depende da pressão e do subresfriamento na entrada do tubo orifício e das propriedades dimensionais do tubo. Hernandez Neto (1998) apresenta um estudo aprofundado sobre o escoamento do refrigerante R134a em tubos de orifício, com um modelo analítico e um modelo semi-empírico baseado em vários experimentos com R134a e com nitrogênio. Os resultados dos experimentos de Hernandez Neto são utilizados no projeto e simulação do sistema deste trabalho.

4.6. Acumulador de líquido

O acumulador de líquido (Figura 9), embora não seja parte do ciclo de refrigeração em si, tem quatro funções importantes, como segue:

- Evitar que refrigerante líquido chegue ao compressor, já que a expansão em tubo de orifício fixo permite que haja líquido na saída do evaporador. Por esta razão, o acumulador está instalado na sucção do compressor;
- Servir como reservatório para o excedente de refrigerante no sistema;
- Filtrar e remover a umidade do refrigerante;
- Garantir e controlar a circulação de óleo refrigerante pelo sistema. O óleo fica acumulado no fundo do reservatório e é aspirado junto com o refrigerante através de um filtro com um orifício calibrado.

A presença de óleo em circulação reduz a capacidade de refrigeração do sistema, porém o acumulador garante que esta quantidade seja pequena (cerca de 4% a 6% da massa de refrigerante em circulação). No presente trabalho o efeito do óleo em circulação foi desprezado.

5. DIMENSIONAMENTO DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO

As equações utilizadas no projeto foram resolvidas com o uso do software Engineering Equation Solver, EES (EES, 2003). Além da resolução das equações, o software fornece propriedades termodinâmicas de diversas substâncias, como o ar úmido e o refrigerante R134a.

O procedimento inicia-se pela seleção de um evaporador que atenda à carga térmica desejada com a temperatura interna e de descarga requeridas, e com a vazão de ar desejada. Espera-se obter como resultado as dimensões do

evaporador e a temperatura de evaporação. O resultado é apresentado na forma do produto do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca de calor, UA (kW°C).

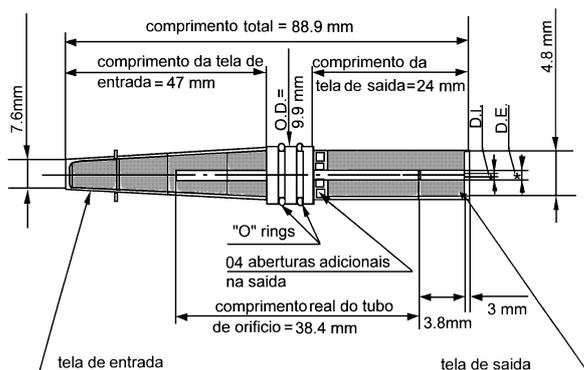


Figura 8 Esquema de um tubo de orifício (Hernandez Neto, 1998).

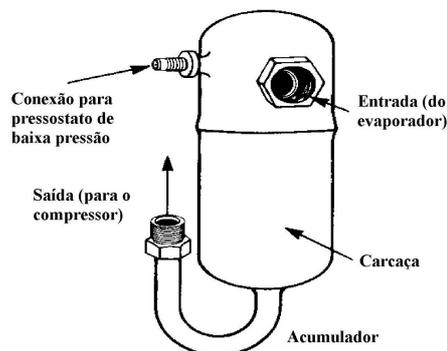


Figura 9 Acumulador de líquido (Ávila, 2002)

O evaporador foi calculado pelo método ϵ -NUT. O procedimento adota como premissa um valor recomendado para a efetividade do evaporador, baseando-se nas práticas do setor automobilístico. Em seu artigo, BHATTI (1999b) analisa que os evaporadores usados em automóveis operam atualmente com uma efetividade bastante alta, da ordem de $0,8 < \epsilon_{\text{evap}} < 0,9$, e esses valores foram adotados.

Em seguida determina-se os pontos de trabalho do ciclo de refrigeração. É preciso conhecer os valores desejados do subresfriamento e do superaquecimento na entrada do compressor, e a temperatura do ar externo para o condensador. Neste passo determinam-se as pressões de evaporação p_{evap} e condensação p_{cond} , a temperatura de condensação T_{cond} e a vazão mássica de refrigerante.

Determina-se então o deslocamento volumétrico que o compressor deve ter para que ele seja capaz de fornecer a vazão mássica necessária. Para a determinação do deslocamento volumétrico, será necessário conhecer de antemão as curvas de eficiência volumétrica de uma gama de compressores disponíveis que se pretende utilizar. Uma vez calculado o deslocamento volumétrico requerido, verifica-se a adequação do compressor ao projeto. As curvas de eficiência volumétrica do compressor que se pretende utilizar são mostradas na Figura 10. Estas curvas foram obtidas por meio do ajuste dos dados experimentais dos testes do compressor pelo fabricante em um calorímetro (Santos, 2005).

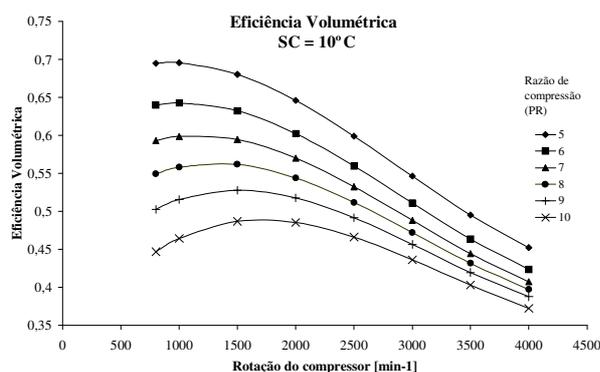


Figura 10 Curvas de eficiência volumétrica de um compressor de 154cm^3 .

Outros resultados deste cálculo são a quantidade adicional de calor resultante da compressão não-isoentrópica, \dot{W}_{in} (kW), o coeficiente de performance (COP) e a temperatura de descarga do compressor T_{desc} ($^\circ\text{C}$). Para esses cálculos será necessário conhecer a curva de eficiência isoentrópica do compressor, mostrada na Figura 11, obtida por meio do ajuste dos dados experimentais dos testes do compressor pelo fabricante em um calorímetro (Santos, 2005).

O próximo passo é calcular o condensador. O cálculo do condensador é feito pelo método ϵ -NUT. Da mesma forma que para o evaporador, admite-se um valor recomendado para a efetividade do condensador. BHATTI (1999b) considera para o condensador valores de efetividade $0,2 < \epsilon_{\text{cond}} < 0,4$, e esses valores foram adotados.

O resultado do procedimento será o valor do produto UA (kW°C) e a vazão de ar necessária para a efetividade adotada. Tanto para o condensador como para o evaporador, a relação ϵ -NUT adotada é aquela em que um dos fluidos sofre mudança de fase (Eq. 2).

$$NUT = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (2)$$

Por fim determina-se o diâmetro do tubo de orifício adequado para o projeto. O diâmetro adequado é selecionado em um gráfico gerado a partir do ajuste dos dados experimentais de Hernandez Neto (1998), que apresenta resultados de vazão para valores de subresfriamento desde 0°C até 45°C, para cinco diâmetros de tubos diferentes. O projeto adota um subresfriamento de 10°C como sendo um valor adequado, conforme mostrado na Figura 12 (Santos, 2005).

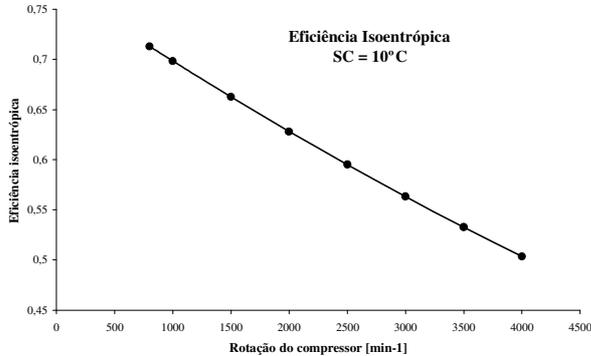


Figura 11 Curva de eficiência isoentrópica de um compressor de 154cm³

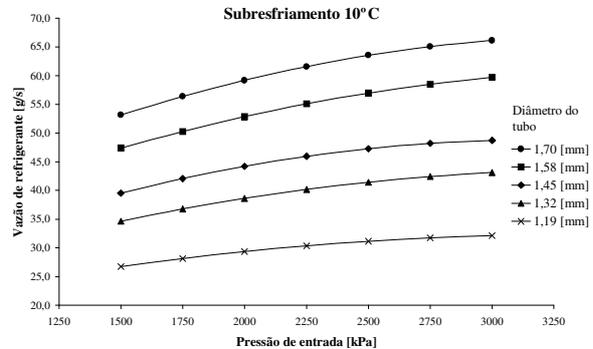


Figura 12 Curvas dos tubos de orifício para subresfriamento SC = 10°C

5.1. Dados de entrada para o projeto

Os dados de entrada para o projeto estão mostrados na

Tabela 3. Os dados de temperatura, umidade e rotação do motor foram obtidos dos testes em túnel de vento do veículo compacto para o qual se pretende dimensionar o equipamento de ar condicionado. A vazão de ar do evaporador (0,120 m³/s) é a mesma do veículo analisado.

Os valores de superaquecimento na entrada do compressor e o subresfriamento foram adotados como sendo adequados para um sistema deste tipo. Aplicando-se o procedimento de projeto apresentado na Figura 13, chega-se aos resultados mostrados na Tabela 4.

O passo seguinte é selecionar o tubo de orifício. A escolha do tubo de orifício é feita através do gráfico da Figura 12, com os valores de SC da

Tabela 3 e P_{cond} e \dot{m}_r da Tabela 4. Observa-se que o tubo de 1,32mm estabelece uma vazão ligeiramente superior ao necessário, enquanto que o tubo de 1,19mm fica aquém do necessário. A melhor escolha para este projeto portanto é o tubo de 1,32mm.

Tabela 3 Dados de entrada para o projeto do ciclo de refrigeração

			1	2	3
			50 km/h	100km/h	M. Lenta
Condições ambientais					
Temperatura interna	T _{int}	[°C]	27,8	23,9	34,3
Umidade relativa interna	ϕ_{int}	%	42%	47%	47%
Temperatura de descarga	Tar _{desc}	[°C]	11,5	9,3	21,5
Vazão volumétrica de ar	V _{ar}	[m ³ /s]	0,120	0,120	0,120
Carga térmica	\dot{Q}_{evap}	[kW]	4,0	3,7	3,5
Temperatura do ar externo	Tar _{ext}	[°C]	43	43	43
Temperatura do ar entrada do condensador	Tar _{cond}	[°C]	43	43	55
Umidade relativa do ar externo	ϕ_{ext}	%	40	40	40
Condições do ciclo de refrigeração					
Superaquecimento na entrada do compressor	SH _{comp}	[°C]	10	10	10
Subresfriamento	SC	[°C]	10	10	10
Rotação do compressor	n	[min-1]	2036	3204	898
Trocadores de calor					
Efetividade do evaporador	ϵ_{evap}	-	0,8	0,8	0,8
Efetividade do condensador	ϵ_{cond}	-	0,35	0,35	0,35

Tabela 4 Resultados do projeto do ciclo de refrigeração

			1	2	3
			50 km/h	100km/h	M. Lenta
Temperatura de evaporação	T _{evap}	[°C]	2,3	0,5	13,1
UA Evaporador	UA _{evap}	[kW/°C]	0,224	0,227	0,220
Pressão de evaporação	P _{evap}	[kPa]	318	299	459
Pressão de condensação	P _{cond}	[kPa]	2025	2025	2635
Temperatura de condensação	T _{cond}	[°C]	68	68	80
Vazão de refrigerante R134	\dot{m}_r	[kg/s]	0,035	0,033	0,034
Eficiência volumétrica	η_{vol}	-	0,59	0,47	0,65
Eficiência isoentrópica	$\eta_{iso,comp}$	-	0,63	0,55	0,71
Deslocamento volumétrico	CIL	[cm ³]	116,6	92,04	163,8
Trabalho de compressão real	\dot{W}_{comp}	[kW]	2,24	2,49	1,83
Temperatura de descarga	T _{desc}	[°C]	103,1	111,9	106,7
Coefficiente de performance	COP	-	1,79	1,51	1,91
Rejeito de calor no condensador	\dot{Q}_{cond}	[kW]	6,24	6,23	5,31
Vazão de ar do condensador	Qar _{cond}	[m ³ /s]	0,56	0,56	0,50
UA Condensador	UA _{cond}	[kW/°C]	0,319	0,318	0,272

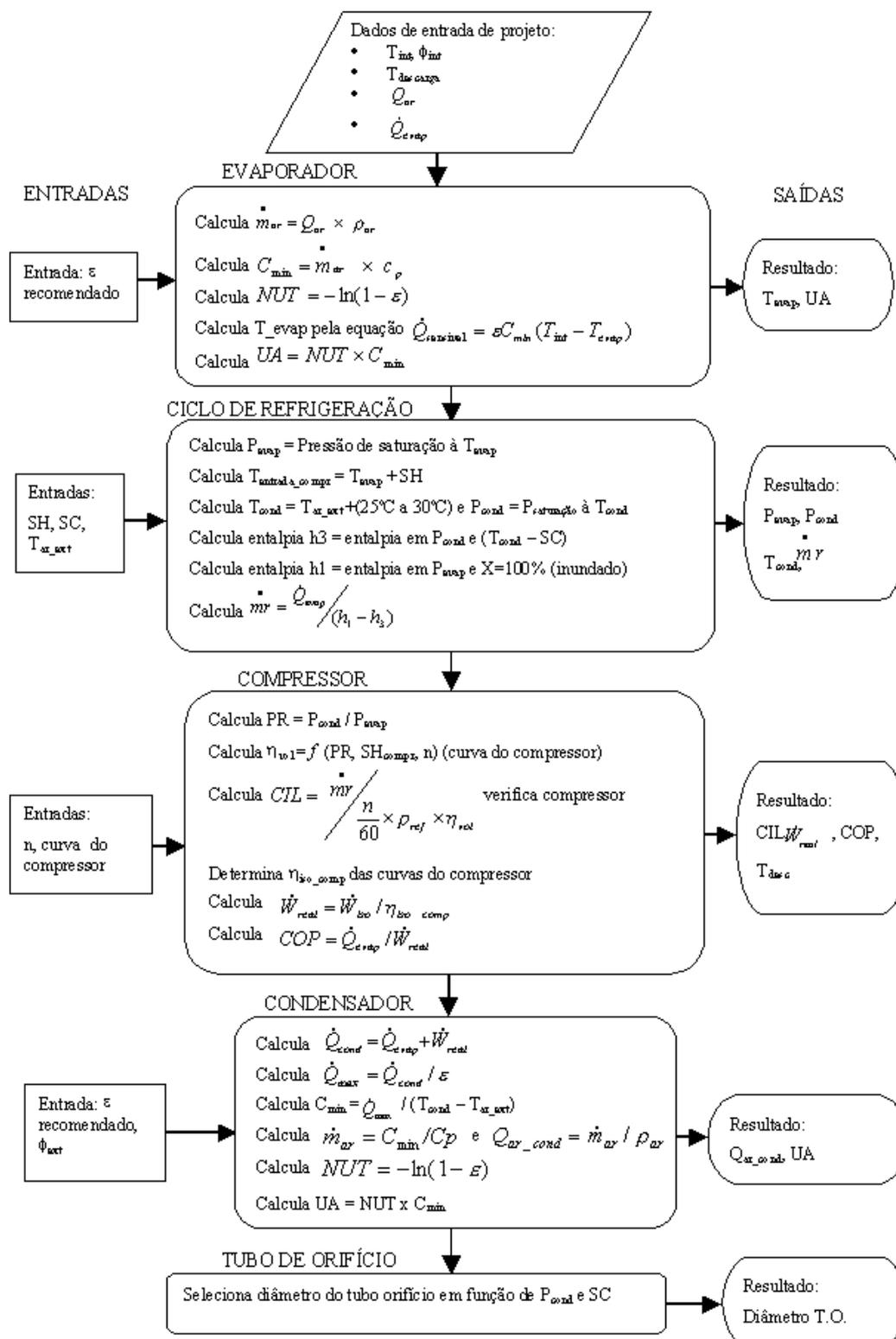


Figura 13 Fluxograma de projeto do ciclo de refrigeração

6. AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO

Freqüentemente se faz necessário estimar qual o desempenho de um ciclo de refrigeração trabalhando sob condições diferentes da condição de projeto. Neste tipo de problema, em geral as características dos componentes são conhecidas, e pretende-se saber qual o ponto de equilíbrio em que o sistema irá trabalhar sob diferentes condições. Este caso é um pouco mais complexo do que o caso de projeto, porque exige que se faça estimativas iniciais e diversas

iterações até convergir para o resultado final. A variação de qualquer parâmetro operacional do sistema de refrigeração afeta todos os componentes e altera o ponto de equilíbrio. Utilizando este procedimento, será possível prever o comportamento do sistema, em regime permanente, por exemplo para variações de rotação do compressor ou das temperaturas internas e externas. O método aqui utilizado para a simulação do sistema consiste na aplicação de equações de balanços de energia e na igualdade entre a vazão mássica de refrigerante fornecida pelo compressor e pelo tubo de orifício calibrado, em conjunto com modelos semi-empíricos dos componentes, obtidos a partir de dados de fabricante. O desempenho do sistema será determinado por um ponto de equilíbrio que satisfaça as equações de balanço de massa e de energia e também os modelos dos componentes.

O ponto de equilíbrio estará completamente descrito quando forem determinadas as pressões de trabalho, as temperaturas de condensação e saída do evaporador, a vazão mássica de refrigerante e os fluxos de calor pelo evaporador e pelo condensador. Adicionalmente é possível determinar qual o consumo de energia do compressor e o COP.

Para a determinação do ponto de equilíbrio neste trabalho é adotada a mesma simplificação usada por Huang et al (1999) e Takeuchi, Kakishita e Khorii (2002), que consiste em fixar o valor do superaquecimento na saída do evaporador.

6.1. Ciclo de refrigeração

A primeira etapa da simulação do sistema é localizar os pontos de operação 1, 2, 3 e 4 do ciclo de refrigeração mostrado na Figura 4.

A partir da temperatura de evaporação T_{evap} adotada inicialmente, calcula-se a pressão de evaporação p_{evap} , que corresponde à temperatura de saturação do R134a para a T_{evap} .

Calcula-se a pressão de condensação pela Eq. 3:

$$p_{cond} = PR \times p_{evap} \quad [\text{kPa}] \quad (3)$$

A temperatura de condensação corresponde à temperatura de saturação do R134a para a pressão p_{cond} .

Calcula-se a temperatura de saída do evaporador pela Eq. 4:

$$T_{s_evap} = T_{evap} + SH_{evap} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4)$$

Calcula-se a temperatura de saída do condensador a partir do subresfriamento adotado inicialmente, pela Eq. 5:

$$T_{s_cond} = T_{cond} - SC \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5)$$

Conhecendo-se as pressões e temperaturas nos pontos 1 e 3 (T_{s_evap} e T_{s_cond}) e as pressões p_{evap} e p_{cond} , é possível determinar as entalpias h_1 e h_3 através das propriedades do fluido R134a. A entropia no ponto 2s é a mesma do ponto 1, portanto é possível determinar a entalpia h_{2s} . A entalpia h_3 é igual a h_4 , e com isso o ciclo ideal de refrigeração está caracterizado. A entalpia real no ponto h_2 será conhecida a partir da eficiência isoentrópica do compressor.

6.2. Evaporador

A característica do evaporador é descrita pelo seu coeficiente global de troca de calor UA_{evap} . Os valores de UA_{evap} foram obtidos do fabricante, e para a vazão de ar do veículo analisado (0,12 m³/s) o valor de UA é 0,234 kW/°C.

As trocas térmicas no evaporador serão divididas em calor sensível (\dot{Q}_{sens}) e calor latente (\dot{Q}_{lat}). O calor sensível é calculado pelo método ϵ -NUT e é dado por:

$$\dot{Q}_{sens} = \epsilon_{evap} C_{min_evap} (T_{int} - T_{evap}) \quad [\text{kW}] \quad (6)$$

onde:

ϵ_{evap} = efetividade do evaporador (adimensional)

$$\epsilon_{evap} = 1 - e^{-NUT_{evap}} \quad (\text{relação } \epsilon_{evap}\text{-NUT}) \quad (7)$$

$NUT_{evap} = UA_{evap} / C_{min_evap}$ (adimensional)

C_{min_evap} = capacidade calorífica do fluxo de ar pelo evaporador [kW/°C].

A relação ϵ_{evap} -NUT da equação 7 é aceita como válida para a região do evaporador onde o estado do refrigerante é bifásico (Kays e London, 1984; Incropera e DeWitt, 1998; Jabardo *et al*; 2002).

O calor latente é calculado pela equação 6.6:

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_{ar} \times (w_{int} - w_{desc}) \times h_{lv} \quad [\text{kW}] \quad (8)$$

onde:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ar} &= \text{Vazão mássica de ar pelo evaporador} && [\text{kg/s}] \\ h_{lv} &= \text{Entalpia de condensação do vapor d'água} && [\text{kJ/kg}] \\ w_{int} &= \text{Umidade absoluta do ar interno da cabina} && [\text{kg/kg}] \\ w_{desc} &= \text{Umidade absoluta do ar de descarga} && [\text{kg/kg}] \end{aligned}$$

A umidade absoluta do ar de descarga é determinada pelas propriedades do ar úmido para uma temperatura de descarga do evaporador T_{desc} , calculada pela equação 9:

$$\varepsilon_{evap} = \frac{T_{int} - T_{desc}}{T_{int} - T_{evap}} \quad (9)$$

Havendo condensação, a umidade relativa do ar de descarga do evaporador é assumida como 100%. Não havendo condensação, $\dot{Q}_{lat} = 0$.

A troca de calor total pelo evaporador \dot{Q}_{evap} é dada pela soma de \dot{Q}_{sens} e \dot{Q}_{lat} (equação 10).

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{sens} + \dot{Q}_{lat} \quad [\text{kW}] \quad (10)$$

A partir de \dot{Q}_{evap} é possível determinar a vazão mássica de refrigerante \dot{m}_r pela equação 11:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{evap}}{(h_1 - h_4)} \quad [\text{kg/s}] \quad (11)$$

6.3. Compressor

O objetivo desta etapa do processo é determinar a vazão de refrigerante pelo compressor e o trabalho real de compressão.

A vazão mássica de refrigerante pelo compressor $\dot{m}_{r,comp}$ é calculada pela equação 1.

A eficiência volumétrica é determinada pelo gráfico da Figura 10 a partir dos valores de PR e n.

O valor da razão de compressão PR assumido inicialmente deve ser ajustado até que haja igualdade entre os valores de \dot{m}_r e $\dot{m}_{r,comp}$. Quando isto ocorrer, o ponto de equilíbrio entre a demanda do evaporador e a capacidade do compressor terá sido encontrado.

Em seguida determina-se a eficiência isoentrópica η_{iso} a partir da Figura 11, para o cálculo do trabalho real de compressão dado por:

$$\dot{W}_{real} = \dot{m}_r \times (h_2 - h_1) \quad [\text{kW}] \quad (12)$$

A entalpia h_2 do refrigerante na saída do compressor é determinada pela eficiência isoentrópica como sendo:

$$h_2 = \frac{h_{2s} + h_1(\eta_{iso} - 1)}{\eta_{iso}} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (13)$$

6.4. Condensador

O condensador usado nesta aplicação é do tipo de tubos planos com aletas tipo *louver*, conforme apresentado na Figura 6. A característica do condensador é descrita pelo seu coeficiente global de troca de calor UA_{cond} . Os valores de UA_{cond} foram obtidos do fabricante e são apresentados na Figura 14 (Santos, 2005).

O objetivo desta etapa é verificar se o condensador é capaz de rejeitar a quantidade de calor \dot{Q}_{cond} dada pela Eq. 14, à temperaturas de entrada de ar no condensador $T_{ar,cond}$ e de condensação T_{cond} , e com a vazão de ar disponível.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{real} \quad [\text{kW}] \quad (14)$$

A quantidade de calor que o condensador é capaz de rejeitar, $\dot{Q}_{cond,real}$, é determinada pela Eq. 15:

$$\dot{Q}_{cond,real} = \varepsilon_{cond} \times C \min_{cond} \times (T_{cond} - T_{ar,ext}) \quad [\text{kW}] \quad (15)$$

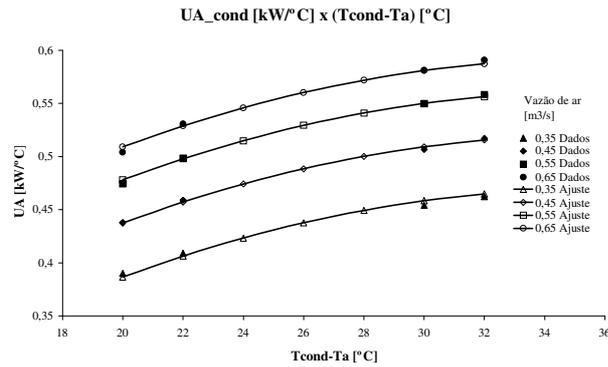


Figura 14 Relação UA_{cond} x Vazão de ar e $T_{cond}-T_{ar_ext}$ para o condensador de tubos planos e aletas tipo louver onde:

ϵ_{cond} = Efetividade do condensador (adimensional)

$$\epsilon_{cond} = 1 - e^{-NUT_{cond}} \quad (\text{relação } \epsilon_{cond} - NUT) \quad (16)$$

$NUT_{cond} = UA_{cond} / C_{min_{cond}}$ (adimensional)

$C_{min_{cond}}$ = capacidade calorífica do fluxo de ar pelo condensador [kW/°C].

Neste ponto verifica-se a diferença entre \dot{Q}_{cond} e \dot{Q}_{cond_real} e ajusta-se a estimativa inicial de T_{evap} até que haja igualdade. A cada novo valor de T_{evap} deverá ser encontrado um novo balanço de vazão mássica entre o evaporador e o compressor.

6.5. Tubo de Orifício

O último passo é verificar o balanço entre a vazão mássica de refrigerante pelo compressor e pelo tubo orifício. O valor do subresfriamento adotado inicialmente deve ser ajustado até que haja igualdade entre a vazão mássica pelo compressor e pelo tubo de orifício.

6.6. Dados de entrada e resultados

A Tabela 5 mostra os dados de entrada utilizados para simulação do sistema. A umidade relativa interna e as temperaturas de retorno do ar para o evaporador foram ajustadas em relação aos valores apresentados na Tabela 2, em função da correlação entre os resultados do modelo de simulação e o comportamento real do ciclo de refrigeração (ajuste do modelo). A vazão de ar do condensador Q_{ar_cond} é um dado real da aplicação.

Tabela 5 Dados de entrada para simulação do ciclo de refrigeração

			1	2	3
			50 km/h	100km/h	M. Lenta
DADOS DE ENTRADA					
Temperatura interna de retorno do ar	T_{int}	[°C]	28,7	24,6	34,6
Umidade relativa interna	ϕ_{int}	%	54%	75%	47%
Vazão volumétrica de ar do evaporador	Q_{ar_evap}	[m³/s]	0,120	0,120	0,120
Temperatura do ar externo	T_{ar_ext}	[°C]	43	43	43
Temperatura do ar entrada do condensador	T_{ar_cond}	[°C]	43	43	64
Umidade relativa do ar externo	ϕ_{ext}	%	40	40	40
Superaquecimento na saída do evaporador	SH_{evap}	[°C]	3	3	3
Superaquecimento na entrada do compressor	SH_{comp}	[°C]	5	5	6
Rotação do compressor	N	[min-1]	2036	3204	898
Vazão volumétrica de ar do condensador	Q_{ar_cond}	[m³/s]	0,535	0,678	0,445
Capacidade volumétrica do compressor	CIL	[m³]	1,54E-04	1,54E-04	1,54E-04

Os cálculos da simulação do ciclo de refrigeração foram executados por meio do software Engineering Equation Solver (EES, 2003), seguindo-se o fluxograma apresentado na Figura 15. Os resultados da simulação estão apresentados no quadro comparativo apresentado na Tabela 6, juntamente com os resultados reais coletados no túnel de vento.

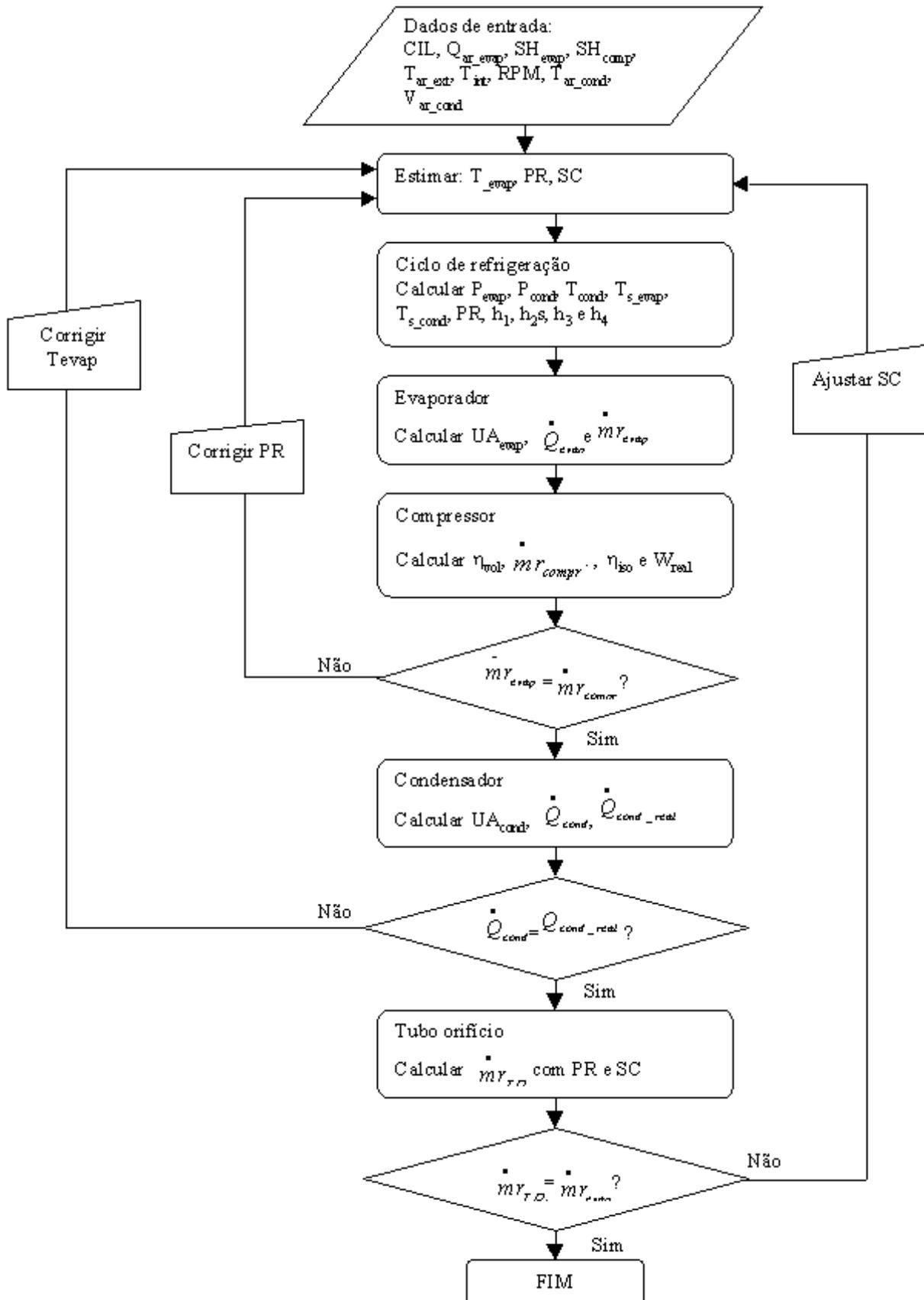


Figura 15 Fluxograma do processo de simulação do ciclo

Tabela 6 Quadro comparativo dos resultados da simulação do ciclo de refrigeração

			1			2			3		
			50 km/h			100km/h			M. Lenta		
			Real	Simul.	Difer.	Real	Simul.	Difer.	Real	Simul.	Difer.
CICLO DE REFRIGERAÇÃO											
Temperatura de evaporação	T _{evap}	[°C]	2,27	1,72	-24,3%	-0,50	-1,27	-154,0%	15,5	15,8	1,8%
Pressão de evaporação	P _{evap}	[kPa]	317,9	311,7	-2,0%	287,9	279,8	-2,8%	496,3	500,7	0,9%
Pressão de condensação	P _{cond}	[kPa]	2208	1999	-9,5%	2194	2061	-6,1%	2817	2750	-2,4%
Razão de compressão	PR	-	6,9	6,4	-7,6%	7,6	7,4	-3,3%	5,7	5,6	-1,0%
Temperatura de condensação	T _{cond}	[°C]	71,9	67,4	-6,2%	71,6	68,8	-3,9%	83,2	82,0	-1,4%
Superaquecimento na saída do evaporador	SH _{evap}	[°C]	2,9	3,0	3,5%	2,8	3,0	5,4%	2,4	3,0	27,2%
Superaquecimento na entrada do compressor	SH _{comp}	[°C]	5,0	5,0	-0,6%	4,3	5,0	16,7%	6,0	6,0	-0,5%
Subresfriamento	SC	[°C]	12,5	11,0	-11,7%	14,8	14,5	-2,0%	6,4	3,0	-53,5%
COMPRESSOR											
Vazão de refrigerante R134	\dot{m}_r	[kg/s]	0,0453	0,0457	0,9%	0,0525	0,0514	-2,2%	0,0348	0,0351	0,8%
Trabalho de compressão real	\dot{W}_{real}	[kW]	2,65	2,86	7,8%	3,76	3,93	4,6%	1,49	1,78	19,6%
Temperatura de descarga do compressor	T _{desc}	[°C]	95,0	95,4	0,4%	104,0	106,3	2,2%	96,9	101,8	5,0%
Coefficiente de performance	COP	-	1,99	1,93	-2,9%	1,66	1,60	-3,7%	2,20	1,77	-19,4%
EVAPORADOR											
Troca de calor	\dot{Q}_{evap}	[kW]	5,3	5,5	4,7%	6,2	6,3	0,7%	3,3	3,2	-3,6%
CONDENSADOR											
Rejeito de calor no condensador	\dot{Q}_{cond}	[kW]	7,9	8,4	5,8%	10,0	10,3	2,5%	4,8	4,9	3,6%

7. CONCLUSÃO

O ser humano consome grandes quantidades de energia para satisfazer as suas necessidades de conforto. De fato, como pode ser notado nos resultados do projeto e da análise do desempenho do sistema, o consumo de energia somente do compressor ultrapassa os 3kW em condições extremas. Se somado ao consumo dos ventiladores do condensador e do evaporador, o valor total pode ultrapassar os 4kW. Embora o sistema não opere constantemente sob condições extremas, estes valores de consumo são muito maiores do que qualquer outro sistema de conveniência de um automóvel. Com as reduções de custos favorecendo o acesso a este item de conforto, a tendência é de um aumento no consumo de energia, de maneira que a melhoria da eficiência do sistema deve ser uma preocupação constante dos pesquisadores e engenheiros.

Quanto à carga térmica do equipamento de refrigeração, nota-se que o ganho de calor em regime permanente é menor do que a carga térmica real em uma condição transitória de resfriamento (cool down), devido à necessidade de se remover o calor armazenado nas massas internas do veículo. Isto significa que projetar o sistema de refrigeração baseado no ganho de calor (em condições de regime permanente) resulta em um subdimensionamento do sistema de climatização, que teria como consequência um tempo maior para se chegar à condição de conforto térmico. Terminado o período de resfriamento, o equipamento fica com sobra de capacidade.

O sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor ainda é o método mais utilizado em automóveis, por ser o que proporciona a capacidade de refrigeração necessária a um custo acessível, atendendo da melhor maneira os limites de peso e espaço, itens críticos nos projetos atuais. O procedimento de projeto apresentado pode ser usado para o dimensionamento básico do ciclo de refrigeração, pois apresentou boa correlação com o dimensionamento do veículo real.

Uma vez ajustado aos resultados de desempenho do veículo real, o modelo de simulação apresenta um bom resultado, mesmo tendo sido feitas algumas hipóteses simplificativas. Embora a diferença seja significativa, em termos percentuais, entre as temperaturas de evaporação para 50 km/h e 100 km/h, em valores absolutos é de menos de 1°C. A utilização do procedimento fica restrita aos limites da validade dos modelos dos componentes, e para o caso

apresentado estes limites de validade são grandes o suficiente para abranger a maioria das condições normais de operação do veículo.

O trabalho aqui apresentado pode ser expandido para estudos de outras condições de operação, como por exemplo com renovação de ar externo, ou mesmo para outros veículos ou outros sistemas, como por exemplo com compressores de capacidade variável ou válvulas de expansão. Um outro aperfeiçoamento da simulação de sistemas poderia incluir um modelo dinâmico, por exemplo para avaliar o regime transitório que ocorre no período de resfriamento.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE, Handbook of Fundamentals. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc, New York, 2001.
- ASHRAE, Thermal environmental conditions for human occupancy, (ANSI/ASHRAE 55), American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, New York, 2004.
- ÁVILA, J. A. Ar condicionado automotivo: Caracterização e avanços tecnológicos – Trabalho de conclusão de curso. Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2002.
- BHATTI, M. S. Riding in Comfort: Part II. ASHRAE Journal, September, p.p. 44-50, 1999a.
- BHATTI, M. S., Enhancement of R134a Automotive Air Conditioning System, SAE paper 1999-01-0870 - SAE International Congress and Exposition, 1999b.
- BOSCH, R. GmbH, Automotive Handbook, 5th edition, 2000
- DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. Principles of Refrigeration, 5th Edition. Prentice Hall, 2001.
- EES . Engineering Equation Solver. F-chart. Atlanta, 2003.
- FANGER, P. O. Thermal comfort, analysis and application in environmental engineering, McGraw-Hill, New York, 245 p, 1972.
- HERNANDEZ NETO, A., Análise do escoamento do fluido refrigerante R-134a em tubos de orifício. Tese de Doutorado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 1998.
- HUANG, D. C.; OKER, E.; YANG, S. L.; ARICI, O. A Dynamic Computer-Aided Engineering Model for Automobile Climate Control System Simulation and Application Part I: A/C Component Simulations and Integration. SAE paper number 1999-01-1195, Society of Automotive Engineers, 1999.
- INCROPERA, F. P.; DeWITT, D. P.; Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, 4ª Edição, Rio de Janeiro. LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1998.
- ISO, 2004. Ergonomics of the thermal environment – Evaluation of thermal environment in vehicles – Part 2: Determination of equivalent temperature (ISO 14505-2, 2004). International Standardization Organization, Geneva.
- ISO. Moderate thermal environments - Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions of thermal comfort, (ISO 7730 - 1994). International Standardization Organization, Geneva, 1994.
- JABARDO, J.M., MAMANI, W. GONZALES e IANELLA, M.R. Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor: International Journal of Refrigeration 25, p.p.1157-1172, 2002.
- KAYS, W.M.; LONDON A. L. Compact Heat Exchangers, 3rd Edition. McGraw-Hill Book Company, 1984.
- MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 5th Edition. John Wiley & Sons, Inc, 2004.
- RANSCO INDUSTRIES, Célula de testes de um túnel de vento, 1999. Disponível em <http://www.ransco.com> – acesso em Novembro de 2003.
- SANTOS, E. O. Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo - Trabalho de conclusão de curso. Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.
- STOECKER, W. F. Refrigeração e ar condicionado; São Paulo: Mc Graw Hill do Brasil, 1985.
- TAKEUCHI, T., KAKISHITA, N. e KHORI, I., The Prediction of Refrigeration Cycle Performance with Front End Airflow CFD Analysis of an Automotive Air Conditioner. SAE Paper number 2002-01-0512, Society of Automotive Engineers, 2002.