2 Compressor Automotivo

Neste capítulo será apresentado o desenvolvimento de um modelo de simulação de compressores alternativos automotivos.

2.1. Introdução

O compressor é o componente mais importante de um sistema de condicionamento de ar automotivo. Normalmente está localizado na parte dianteira do veículo, junto com o motor, como se pode observar na Figura 2.1. Convencionalmente, o acionamento do compressor é realizado mediante correias ligadas ao motor do veículo. Uma vez que o compressor está constantemente acoplado ao motor do veículo, torna-se necessário algum mecanismo que lhe permita permanecer em repouso quando o sistema de condicionamento de ar está desligado, mesmo com o motor do veículo em funcionamento. Tal mecanismo consiste em uma embreagem eletromagnética, disposta entre o eixo e a polia do compressor.



Figura 2.1 – Sistema condicionador de ar automotivo (Hulsey, 2004).

Os compressores para sistemas condicionadores de ar automotivos mais comuns são do tipo alternativo com mecanismo "*swash plate*" de acionamento. Entretanto, o uso de outros tipos de compressores do tipo scroll e de palhetas têm crescido em utilização devido, principalmente, à resposta do mercado frente à necessidade de unidades mais compactas e mais silenciosas. A Figura 2.2 apresenta o desenho do compressor automotivo alternativo com mecanismo de acionamento tipo "*swash plate*".



Figura 2.2 – Compressor tipo swash plate (DENSO, 2006).

A principal característica de um compressor tipo "swash plate" é a existência de um disco fixado ao eixo de rotação do compressor. Apoiadas nas bordas do disco girante estão às bielas de movimento retilíneo, que movimentam os pistões. Quando um lado do disco e, consequentemente, do pistão está entrando no estágio de compressão (volume decrescente), o outro inicia a fase de sucção (volume crescente). Assim, quando o eixo completa a rotação, todos os cilindros realizaram um ciclo completo (sucção, compressão, descarga e re-expansão). Esta tecnologia permite reduzir a flutuação do torque e descarga de pressão, tornando o processo mais silencioso e com menor nível de vibrações. O ângulo da placa giratória (swash plate) determina o deslocamento do pistão. Em um compressor com deslocamento variável, esse ângulo pode variar, modulando a capacidade volumétrica do cilindro, determinando, assim, a quantidade de refrigerante admitido em cada estágio de compressão. A variação do ângulo do disco é determinada de acordo com a variação de pressão no evaporador, controlada pela válvula MFCV ("Mass Flow Compensation Valve") que age de acordo com a pressão de descarga, a qual é afetada pela variação de carga térmica (Tian et al., 2007). Quando existe um aumento de temperatura na cabine, a temperatura do evaporador também varia, aumentando assim a pressão no evaporador. Com isto, a válvula MFCV ajusta a pressão de sucção mediante a angulação da placa giratória do compressor, de modo a manter a temperatura de evaporação constante.

2.2. Revisão bibliográfica

Os sistemas condicionadores de ar de veículos, comumente referidos, em inglês, como "*mobile air conditioning, MACs*", usavam, antes de 1995, o R12 como refrigerante. Depois da aprovação do protocolo de Montreal este refrigerante foi substituído pelo R134a. Este, por sua vez, contribui para o efeito estufa, apresentando alto GWP (*Global warming potential*). Na atualidade vêm-se desenvolvendo novos refrigerantes que possam substituir o R134a, porém, com menor GWP. Empresas como a Honeywell Inc., Dupont, entre outras, têm desenvolvido estes refrigerantes. Alguns trabalhos podem ser mencionados para demonstrar o esforço que tem sido feito para encontrar fluidos refrigerantes de baixo impacto ambiental na área de climatização automotiva, Minor e Spatz (2008), Spatz (2006,2007), Honeywell (2007). Tal esforço inclui a utilização de modelos de simulação, que permitem a previsão do desempenho de tais sistemas com possíveis novos refrigerantes.

Vários trabalhos podem ser encontrados na literatura, com respeito ao compressor de um sistema de condicionamento de ar automotivo. Modelos fundamentais, baseados na utilização de equações que descrevem os princípios de conservação de massa, energia e quantidade de movimento, são apresentados por Tojo et al. (1990), Fukuta et al. (1995), Park et al. (2004), Yi et al. (2004), Tian et al. (2006), Tian et al. (2007), Tian et al. (2009), Cavalcante et al. (2008). Nestes modelos, as equações de conservação são aplicadas a volumes de controle representativos do compressor. Modelos empíricos baseados em equações polinomiais e ajuste de curvas que descrevem o consumo de energia, capacidade e temperatura na descarga são apresentados por Joudi et al. (2003) e Eborn et al. (2005).Finalmente, modelos semi-empíricos, baseados nas equações

fundamentais e em correlações experimentais de desempenho, são apresentados pelos autores a seguir:

Kiastsiriroat e Euakit (1997) apresentam um estudo experimental e numérico de um sistema de condicionamento de ar automotivo, utilizando um compressor do tipo swash-plate, operando com uma mistura R22/R124/R152A. Na análise do compressor operando em regime permanente, os autores propõem um modelo de simulação semi-empiríco, baseado em correlações obtidas experimentalmente para o cálculo da temperatura na descarga e a vazão mássica do fluido refrigerante. O modelo de simulação assume um processo de compressão politrópica, onde o expoente politrópico é calculado a partir dos dados experimentais.

Dirlea et al. (1998) propõem um modelo de simulação semi-empírico para compressor automotivo tipo wobble- plate operando com o fluido refrigerante R134a, assumindo um processo de compressão isentrópico. O compressor é caracterizado por quatro parâmetros empíricos, gerados a partir de testes experimentais, utilizando para tal, o método de minimização de funções. O modelo é capaz de predizer a vazão mássica do fluido refrigerante com um erro relativo de -6% a 8% e a potência do eixo com erro relativo menor que 10%.

Sais Jabardo et al. (2002) apresentam um modelo de simulação do sistema de condicionamento de ar automotivo, operando com o fluido refrigerante R134a. Neste estudo, é aplicado um modelo semi-empírico para a caracterização e simulação do compressor automotivo, operando em regime permanente. Um total de cinco parâmetros característicos foi obtido dos testes experimentais, para definir as eficiências isentrópica e volumétrica, além de ter obtido um expoente politrópico praticamente independente das condições de operação para identificar o processo de compressão.

Cuevas et al. (2008) propõem a simulação do compressor automotivo tipo *wobble-plate*, baseado no modelo de simulação proposto por Khamsi et al. (2000) e Winandy et al. (2002) para compressores alternativos do tipo aberto. O compressor automotivo é caracterizado por oito parâmetros empíricos, que representam os processos de transferência de calor, queda de pressão e geometria interna. Neste estudo o compressor é dividido nos volumes de controle de sucção, compressão, descarga e carcaça, onde são aplicadas as equações de conservação de massa e energia, para cada um dos volumes, permitindo obter as pressões e

temperaturas na entrada e saída de cada volume de controle. O processo de compressão propriamente dito é considerado adiabático, reversível e isentrópico. Uma característica deste modelo é que necessita de 31 testes experimentais distintos para a caracterização do compressor automotivo.

O presente trabalho de tese propõe o desenvolvimento de um modelo de simulação semi-empírico para o compressor automotivo tipo swash-plate, operando com o fluido refrigerante R134a, baseado nas equações fundamentais de conservação e em correlações obtidas a partir de testes experimentais. Para isto o compressor é dividido em quatro volumes de controle: carcaça do compressor, câmara de sucção, cilindro de compressão e câmara de descarga. A aplicação desta metodologia permitirá obter os estados termodinâmicos do fluido refrigerante na entrada e saída de cada volume de controle. O processo de compressão é considerado não adiabático, pois, ao comprimir o fluido refrigerante, este incrementa sua pressão e temperatura, produzindo a troca de calor entre o fluido refrigerante e o bloco metálico do compressor. Esta troca não foi considerada por nenhum dos modelos de simulação anteriormente mencionados. O compressor em estudo é caracterizado por quatro parâmetros empíricos que representam a geometria interna do compressor (dois parâmetros de queda de pressão e dois parâmetros de troca de calor), obtidos mediante dados experimentais do compressor operando com o fluido refrigerante R134a. Estes parâmetros permanecem constantes no modelo de simulação para calcular as condições de operação do compressor quando utilizarem novos fluidos refrigerantes. A aplicação desta metodologia, de caracterização de parâmetros aplicada ao compressor automotivo, não consta em nenhum dos trabalhos acima mencionados. O modelo de simulação semi-empírica, permite o cálculo da temperatura na descarga e vazão mássica do compressor automotivo operando com novos refrigerantes, por exemplo, R1234yf e R1234ze(E), fluidos que não foram utilizados nos trabalhos de pesquisa.

2.3. Modelo Matemático

2.3.1. Volumes de controle

A Figura 2.3 apresenta o volume de controle do compressor automotivo, o qual é representado por quatro sub-volumes que são: passagem de sucção (1-2), cilindro de compressão (2-3), passagem de descarga (3-4) e carcaça do compressor (1-4). Além disto, foram considerados quatro pontos de estado termodinâmico, que quantificam a interação entre o sub-volumes estabelecidos.



Figura 2.3 – Volumes de controle do compressor tipo swash plate.

Potência \dot{P}_{eixo} é fornecida ao compressor por meio do eixo de acionamento. Após as perdas por atrito, a potência de compressão, \dot{P}_m , é fornecida ao cilindro de compressão. As trocas de calor entre os volumes de controle são apresentadas por, taxa de transferência de calor da carcaça \dot{Q}_{ca} , taxa de transferência de calor no cilindro de compressão \dot{Q}_{23} , taxa de transferência de calor na descarga \dot{Q}_{34} , e taxa de transferência de calor devido a perdas mecânicas \dot{Q}_{pm} .

2.3.2. Balanços de energia

São aplicados os balanços de energia aos diversos volumes de controle, conforme a seguir.

1. **Volume de controle global:** A Figura 2.4 apresenta o volume de controle global, definido pela carcaça do compressor automotivo.



Figura 2.4 – Volume de controle global do compressor.

Aplicando o balanço de energia ao volume de controle, obtem-se a seguinte equação:

$$\dot{P}_{eixo} - \dot{Q}_{ca} = \dot{m}_r \left(h_4 - h_1 \right)$$
 (2.1)

onde :

 P_{eixo} : Potência do eixo [kW]

 Q_{ca} : Taxa de transferência de calor da carcaça para o meio ambiente [kW]

 h_4 : Entalpia específica na saída do compressor [kJ/kg]

 h_1 : Entalpia específica na entrada do compressor [kJ/kg]

 \dot{m}_r : Vazão mássica do fluido refrigerante [kg/s]

 Volume de controle na sucção: Na Figura 2.5 apresenta-se o volume de controle de sucção. A equação (2.2) representa o balanço de energia aplicado a este volume.



Figura 2.5 – Volume de controle na sucção.

Aplicando o balanço de energia ao volume de controle, obtem-se a seguinte equação:

$$\dot{Q}_{23} + \dot{Q}_{34} + \dot{Q}_{pm} + \dot{m}_r h_1 = \dot{m}_r h_2 + \dot{Q}_{ca}$$
 (2.2)

onde :

 \dot{Q}_{23} : Taxa de transferência de calor do cilindro de compressão [kW]

 $\dot{Q}_{
m 34}$: Taxa de transferência de calor da linha de descarga [kW]

 h_2 : Entalpia específica na saída do volume de controle da sucção [kJ/kg]

 \dot{Q}_{pm} : Taxa de transferência de calor devido às perdas mecânicas [kW]

3. Volume de controle do cilindro de compressão: O volume de controle do cilindro de compressão é representado pela Figura 2.6.



Figura 2.6 – Volume de controle do cilindro de compressão.

A equação de balanço de energia aplicado ao volume de controle da Figura 2.6 é:

$$\dot{m}_r h_2 + P_m = Q_{23} + \dot{m}_r h_3 \tag{2.3}$$

onde :

 \dot{P}_m : potência requerida para o processo de compressão [kW]

 h_3 : Entalpia específica na saída do cilindro de compressão [kJ/kg]

 Volume de controle da descarga: O volume de controle do cilindro de compressão é representado pela figura 2.7.



Figura 2.7 – Volume de controle da linha de descarga.

E o balanço de energia correspondente a este volume de controle é:

$$\dot{m}_r h_3 = \dot{m}_r h_4 + \dot{Q}_{34} \tag{2.4}$$

2.3.3. Equações de transferência de calor

A transferência de calor entre as superficies sólidas e o fluido refrigerante no estado vapor ocorre, predominantemente, por convecção, já que os efeitos de transferência de calor por radiação são considerados desprezíveis (Domanski e Didion, 1983). Assumindo uma convecção forçada para escoamento turbulento, uma dependência entre o número de Nusselt, Reynolds e Prandtl baseada na correlação de Dittus-Boelter (1930) é adotada. onde os números de Nusselt, de Reynolds e de Prandtl são definidos como:

$$Nu = \frac{\alpha L}{k} \tag{2.6}$$

$$\operatorname{Re} = \frac{\dot{m}_r L}{A_t \mu} \tag{2.7}$$

$$\Pr = \frac{\mu c_p}{k} \tag{2.8}$$

Nas equações acima, L é o comprimento característico, k é a condutividade térmica, μ é a viscosidade dinâmica e c_p é o calor específico do fluido. Substituindo as equações (2.6), (2.7) e (2.8) na equação (2.5), pode-se obter uma nova equação, (2.9), para o coeficiente de transferência de calor α , onde se identificam dois grupos: o primeiro depende das condições de operação ou das propriedades termofísicas do refrigerante, e o segundo grupo, caracterizado pelo parâmetro C, que identifica a geometria característica do compressor.

$$\alpha = C\dot{m}_r^{0.8} k^{0.667} c_p^{0.333} \mu^{-0.467}$$
(2.9)

onde α é o coeficiente de transferência de calor calculado a partir do número de Nusselt. Utilizando a equação do coeficiente de transferência de calor, chega-se à seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{12} = \alpha A (T_w - T_{ms})$$
 (2.10)

$$\dot{Q}_{12} = CH_{12}\dot{m}_r^{0.8}k_1^{0.667}c_{p1}^{0.333}\mu_1^{-0.467}\left(T_w - T_{ms}\right)$$
(2.11)

onde CH_{12} é o parâmetro característico de transferência de calor relativo ao volume de controle na sucção, T_w é a temperatura da superfície metálica do compressor, e T_{ms} é a temperatura media aritmética do fluido refrigerante escoando na sucção:

$$T_{ms} = \frac{T_1 + T_2}{2} \tag{2.12}$$

$$T_{w} = \frac{T_2 + T_3}{2} \tag{2.13}$$

Em princípio, o parâmetro CH_{12} não varia com as condições de operação do compressor, representando, efetivamente, um parâmetro característico de troca de calor do mesmo. Aplicando-se procedimento análogo ao anterior, obtém-se o parâmetro característico de troca de calor na descarga, chegando-se à seguinte equação:

$$\dot{Q}_{34} = CH_{34}\dot{m}_r^{0.8}k_4^{0.667}c_{p4}^{0.333}\mu_4^{-0.467}\left(T_{md} - T_w\right)$$
(2.14)

onde CH_{34} é o parâmetro característico de transferência de calor relativo ao volume de controle na descarga e T_{md} é a temperatura média aritmética do fluido refrigerante escoando na descarga:

$$T_{md} = \frac{T_3 + T_4}{2} \tag{2.15}$$

2.3.4. Equações de queda de pressão

A queda de pressão total ΔP_t em determinada passagem do compressor automotivo é composta por três parcelas: a queda de pressão devido ao atrito ΔP_f , devido à variação de momentum, ΔP_a , e devido à gravidade, ΔP_g . Na presente análise, a componente de queda de pressão devido à gravidade é considerada desprezível.

$$\Delta P_t = \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_g \tag{2.16}$$

A equação de queda de pressão devido à variação da quantidade de movimento é dada pela seguinte equação (Domanski e Didion, 1983):

$$\Delta P_a = C \rho \frac{u^2}{2} \tag{2.17}$$

onde u é a velocidade, ρ a densidade do fluido e C uma constante. A equação (2.17) pode ser escrita em termos da vazão mássica do fluido, obtendo-se a seguinte expressão:

$$\dot{m}_r = \rho u A \tag{2.18}$$

$$\Delta P_a = \left(\frac{C}{2A^2}\right) \frac{\dot{m}_r^2}{\rho} \tag{2.19}$$

$$\Delta P_a = C P_a \frac{\dot{m}_r^2}{\rho} \tag{2.20}$$

onde CP_a é o parâmetro característico de queda de pressão, independente do estado termodinâmico do fluido refrigerante e, portanto, independente das condições de operação do compressor.

A queda de pressão devido ao atrito pode ser apresentada como:

$$\Delta P_f = f \frac{L}{D} \frac{\rho u^2}{2} \tag{2.21}$$

onde f é o fator de atrito de Fanning para escoamento turbulento, e L/D é uma variável geométrica. A correlação proposta para o fator de atrito (Incropera, 2008), para escoamento turbulento em duto circular é a seguinte:

$$f = 0,316 \,\mathrm{Re}^{-1/4} \tag{2.22}$$

Combinando as equações (2.21) e (2.22), pode-se obter uma nova expressão de queda de pressão devido ao atrito:

$$\Delta P_{f} = \frac{C}{2} \left(\frac{D}{A}\right)^{-0.2} \left(\frac{L}{D}\right) \left(\frac{1}{A}\right)^{2} \frac{\mu^{0.2} \dot{m}^{1.8}}{\rho}$$
(2.23)

$$\Delta P_f = CP_f \, \frac{\mu^{0.2} \dot{m}^{1.8}}{\rho} \tag{2.24}$$

onde CP_f é o parâmetro característico de queda de pressão devido ao atrito e representa as variáveis geométricas.

A queda de pressão no volume de sucção e na descarga é apresentada respectivamente pelas equações:

$$P_1 - P_2 = CP_{12} \frac{\mu_1^{0.25} \dot{m}_r^{1.8}}{\rho_1}$$
(2.25)

$$P_3 - P_4 = CP_{34} \frac{\mu_4^{0.25} \dot{m}_r^{1.8}}{\rho_4}$$
(2.26)

2.3.5. Eficiências mecânica, volumétrica e isentrópica.

A eficiência mecânica é definida pela equação:

$$\eta_m = \frac{P_m}{\dot{P}_{eixo}} \tag{2.27}$$

A perda mecânica na forma de calor, devido à fricção entre os componentes metálicos que compõem o compressor automotivo, pode ser calculada mediante a equação:

$$\dot{Q}_{pm} = \dot{P}_{eixo}(1 - \eta_m) \tag{2.28}$$

A eficiência volumétrica externa (tomando-se o compressor automotivo como um todo) e a eficiência volumétrica no cilindro de compressão são apresentadas nas equações (2.29) e (2.30), as quais, usualmente ficam em função do volume de deslocamento e o estado termodinâmico do refrigerante na sucção (ρ_1) .

$$\eta_{v14} = \frac{\dot{m}_r}{\rho_1 V_d N} \tag{2.29}$$

$$\eta_{v23} = \frac{\dot{m}_r}{\rho_2 V_d N}$$
(2.30)

onde ρ_1 e ρ_2 são a massa específica do fluido refrigerante na sucção na entrada do cilindro de compressão, respectivamente, V_d é o volume deslocado (cilindrada) e N a velocidade angular de compressão (rps).

A eficiência isentrópica do compressor pode ser entendida como a razão entre a energia que seria gasta numa compressão adiabática reversível e a energia realmente consumida. As equações das eficiências isentrópicas externa (globalcompressor como um todo) e do cilindro de compressão propriamente dito são, respectivamente:

$$\eta_{s14} = \frac{h_{4s} - h_1}{h_4 - h_1} \tag{2.31}$$

$$\eta_{s23} = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} \tag{2.32}$$

onde:

 h_{3s} : Entalpia específica isentrópica na saída do cilindro de compressão.

 h_{4s} : Entalpia específica isentrópica na saída do compressor.

2.4. Dados experimentais

No presente trabalho, foram utilizados dados experimentais a partir de testes calorimétricos de um sistema de condicionamento de ar automotivo (Minor e Spatz, 2008). O compressor estudado foi do tipo deslocamento variável (swash *plate*), com um volume de deslocamento de 135 cm³, acionado por um motor elétrico. O torque e a velocidade de rotação foram medidos com um dinamômetro digital modelo MCRT 48200V, marca Himmelstein (0,1% FS e ± 0,5 rpm). O aparato experimental está formado por duas câmaras que simulam as condições de operação ambientais internas e externas (indoor-outdoor), com controle de temperatura e umidade. O compressor automotivo foi enclausurado em uma caixa (calorímetro), na qual pode-se simular as temperaturas a que é submetido em condições normais de operação (cofre do motor). Para a aquisição dos dados de temperatura e pressão do fluido refrigerante, na sucção e descarga, foram utilizados termopares do tipo T ($\pm 2^{\circ}C$) e transdutores de pressão na faixa de 0-300 psia (baixa pressão) e 0-500 psia (alta pressão) com uma precisão de (0,1%)FS). Na medição da vazão mássica do refrigerante, utilizou-se um medidor tipo Coriolis, com uma precisão de 0,0005 g/cm³. Os testes experimentais transcorreram sob condições de operação "drop-in" (isto é, troca de refrigerante sem mudanças na regulagem da válvula de expansão) e sem variação na capacidade do compressor. Os refrigerantes testados foram o R134a e R1234yf.

2.5. Método de solução

O método de solução é dividido em duas partes:

- Determinação dos parâmetros empíricos que caracterizam o compressor, a partir dos dados experimentais obtidos nos testes calorimétricos.
- 2. A simulação do compressor automotivos tendo os parâmetros característicos do compressor como valores constantes.

2.5.1. Cálculo dos parâmetros característicos

Para avaliar o modelo de caracterização do compressor foram utilizados resultados de ensaios do compressor com os fluidos R134a (fluido padrão) e R1234yf. As propriedades termodinâmicas e de transporte foram calculadas com o pacote REFPROP (*NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0*).

O método de solução utilizado no cálculo dos parâmetros característicos é o "método de gradiente reduzido generalizado (GRG)". O pacote computacional utilizado para a solução deste modelo é o *Microsoft Excel 2010*, que possui uma sub-rotina chamada *Solver* para a solução de problema de otimização. O método de solução é apresentado no apêndice A1.

Os parâmetros característicos são o resultado da solução do sistema de equações não lineares, apresentadas no modelo matemático, alimentados com os dados experimentais obtidos. Para isto, é necessário definir uma função, a qual envolva os processos de conversão de energia que ocorrem no compressor automotivo. Esta função é baseada na equação (2.2), e pode ser reescrita da seguinte forma:

$$f_i(\overline{x}) = \dot{Q}_{34} + \dot{Q}_{pm} + \dot{Q}_{23} - \dot{Q}_{ca} - \dot{m}_r(h_2 - h_1)$$
(2.33)

onde *i* é a condição de operação ou o número do teste experimental e \overline{x} representa o vetor que contém os parâmetros a ser estimados:

$$\overline{x} = \left[CH_{12}, CP_{12}, CH_{34}, CP_{34} \right]$$
(2.34)

Agora pode-se construir uma função objetivo, F_{obj} , a ser minimizada, calculada em função do número de testes experimentais obtidos. A função objetivo é dada pela seguinte equação:

$$F_{obj} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (f_i(\bar{x}))^2}$$
(2.35)

O algoritmo utilizado na caracterização do compressor automotivo é descrito a seguir:

- 1) Entrar dados experimentais (por corrida experimental):
 - Pressão e temperatura na sucção: P_1, T_1 .
 - Pressão e temperatura na descarga: P_4, T_4 .
 - Vazão mássica do fluido refrigerante: m_r.
 - Potência do eixo: P_{eixo}
 - O valor da eficiência mecânica η_m é assumido como constante e igual a 0,96.
- Aplicar restrição ás variáveis de pressão e entalpia, com base no que se espera do funcionamento do compressor.

$$P_1 \le P_2 \le P_3 \tag{2.36}$$

$$P_4 < P_3$$
 (2.37)

$$h_1 \le h_2 \le h_3 \tag{2.38}$$

$$h_4 < h_3$$
 (2.39)

Estimar os estados termodinâmicos (pressão, P₂* e P₃*, e entalpias h₂* e h₃*) do fluido refrigerante na entrada e saída do cilindro de compressão (pontos 2 e 3).

$$P_2^* = P_1 \tag{2.40}$$

$$h_2^* = h_1$$
 (2.41)

$$P_3^* = P_4 \tag{2.42}$$

$$h_3^* = h_4$$
 (2.43)

- 4) Calcular a potência de compressão, P_m , com a equação (2.27).
- 5) Calcular a eficiência volumétrica externa, η_{ν14}, e interna, η_{ν23}, (cilindro de compressão), com as equações (2.29) e (2.30), respectivamente.
- 6) Calcular a eficiência isentrópica externa, η_{s14} , e interna, η_{s23} , (cilindro de compressão), com as equações (2.31) e (2.32).
- 7) Calcular a taxa de transferência de calor da carcaça, \dot{Q}_{ca} , para o meio ambiente, com a equação (2.1).
- 8) Calcular as taxas de transferência de calor na sucção, \dot{Q}_{12} , e na descarga, \dot{Q}_{34} , com as equações (2.2) e (2.4).
- 9) Calcular a taxa de transferência de calor devido ao processo de compressão no cilindro, \dot{Q}_{23} , equação (2.3).
- 10) Calcular a perda mecânica na forma de calor, \dot{Q}_{pm} , com a equação (2.28).
- 11) Calcular os parâmetros característicos de transferência de calor CH_{12}, CH_{34} , com as equações (2.11) e (2.14). Calcular os parâmetros característicos de queda de pressão CP_{12}, CP_{34} , com as equações (2.25) e (2.26).
- 12) Calcular a função $f_i(\overline{x})$, com a equação (2.33).
- 13) Aplicando o conceito de que os parâmetros característicos devem ser iguais para n condições de operação (ou n corridas), aplicam-se as seguintes restrições:

$$CH_{12,1} = CH_{12,2} = \dots = CH_{12,n}$$

$$CH_{34,1} = CH_{34,2} = \dots = CH_{34,n}$$

$$CP_{12,1} = CP_{12,2} = \dots = CP_{12,n}$$

$$CP_{34,1} = CP_{34,2} = \dots = CP_{34,n}$$
(2.44)

14) Minimizar a função objetivo (2.35), até se atingir um valor próximo a "0", atualizando as variáveis P_2^* , h_2^* , P_3^* , h_3^* .

A Figura 2.8 mostra o diagrama de fluxo utilizado para o cálculo dos parâmetros de queda de pressão e troca de calor.



Figura 2.8 – Diagrama de fluxo para o cálculo dos parâmetros do compressor automotivo.

2.5.2. Simulação

Com os parâmetros de queda de pressão CP_{12} , CP_{34} , troca de calor CH_{12} , CH_{34} , e duas equações adicionais (eficiências volumétrica, η_{v23} , e isentrópica, η_{s23} , do cilindro de compressão) obtidas do modelo de caracterização do compressor do sistema de ar condicionado automotivo, é desenvolvido um modelo de simulação. O compilador utilizado foi *Compaq Visual Fortran v6.5*, instalado em um computador (*Intel*® *Core*TM *i7-740QM quad-core processor 1.73GHz* com 6 Gb de memória RAM).

As propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido refrigerante são calculadas usando o pacote REFPROP (*NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0*).

As variáveis a ser obtidas pelo modelo de simulação são: vazão mássica do fluido refrigerante, \dot{m}_r , e a temperatura de descarga, T_4 . Além isso, é possível calcular os estados termodinâmicos na entrada e saída do cilindro de compressão e descrever os processos de transferência de calor que acontecem ao longo do caminho percorrido pelo fluido refrigerante.

O algoritmo que descreve o método iterativo utilizado na solução do sistema de equações descrito no modelo matemático é o seguinte:

- 1. Entrar as condições de operação: pressão na sucção P_1 , temperatura na sucção T_1 , pressão na descarga P_4 , e velocidade rotacional do compressor *rpm*.
- 2. Ler parâmetros característicos CH_{12} , CP_{12} , CH_{34} , CP_{34} , a eficiência mecânica, η_m , deslocamento volumétrico do compressor, V_d , e parâmetros descrevendo as eficiências volumétrica e isentrópica no cilindro de compressão.
- 3. Iniciar o cálculo estimando as seguintes variáveis: vazão mássica, \dot{m}_r^* , temperatura na entrada do cilindro de compressão, T_2^* , (chute inicial, $T_2^* = T_1$) e a temperatura na descarga T_4^* (chute inicial $T_4^* = T_{vap} = f(P_4)$).

- Calcular a pressão na entrada e na saída do cilindro de compressão,
 P₂, P₃, com as equações (2.25) e (2.26).
- 5. Calcular a eficiência volumétrica, η_{v23} , e isentrópica, η_{s23} , no cilindro de compressão em função das equações (2.45) e (2.46), obtidas na caracterização:

$$\eta_{\nu 23} = a_2 \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^2 + a_1 \left(\frac{P_3}{P_2}\right) + a_0$$
(2.45)

$$\eta_{s23} = b_2 \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^2 + b_1 \left(\frac{P_3}{P_2}\right) + b_0$$
(2.46)

- 6. Calcular a temperatura do bloco metálico, T_w , a temperatura média do fluido refrigerante na sucção, T_{ms} , e descarga, T_{md} , com as equações (2.13), (2,12) e (2.15), respectivamente.
- 7. Calcular a taxa de transferência de calor na sucção, \dot{Q}_{12} , com a equação (2.11).
- 8. Calcular a taxa de transferência de calor na descarga, \dot{Q}_{34} , com a equação (2.14).
- Calcular a taxa de transferência de calor do compressor para o meio ambiente, Q
 _{ca}, com a equação (2.1).
- 10. Calcular as perdas mecânicas \dot{Q}_{pm} , com a equação (2.28).
- 11. Calcular a taxa de transferência de calor do cilindro de compressão, \dot{Q}_{23} , com a equação (2.3).
- 12. Recalcular a vazão mássica, \dot{m}_r , com a equação (2.32).
- 13. Comparar a vazão mássica calculada, \dot{m}_r , com a vazão mássica estimada, \dot{m}_r^* .
- 14. Verificar a convergência com a equação:

$$\left|\frac{\dot{m}_{r} - \dot{m}_{r}^{*}}{\dot{m}_{r}}\right| < 0,0001 \tag{2.47}$$

Se não cumpre o critério de convergência, retornar à linha 3.

15. Recalcular a temperatura na sucção, T_2 , e a temperatura na descarga,

 T_4 , com as equações (2.2) e (2.4), respectivamente.

- 16. Comparar os valores calculados da temperatura na sucção, T_2 , e a temperatura na descarga, T_4 , com os chutes iniciais $T_2^* \in T_4^*$.
- 17. Se não for cumprido o critério de convergência, retornar à linha 3. Os critérios de convergência são:

$$\left|T_2 - T_2^*\right| < 0,01 \tag{2.48}$$

$$\left|T_4 - T_4^*\right| < 0,01 \tag{2.49}$$

Na Figura 2.9, observa-se o diagrama de fluxo utilizado no modelo de simulação.



Figura 2.9 – Diagrama de fluxo do modelo de simulação do compressor automotivo.

2.6. Resultados

O compressor automotivo em estudo foi testado com os fluidos refrigerantes R134a e R1234yf, obtendo-se um total de oito pontos experimentais para cada fluido refrigerante (Spatz, 2006, 2007).

2.6.1. Caracterização do compressor automotivo

Com a solução do sistema de equações apresentado no modelo de caracterização do compressor automotivo, baseadas nos princípios de conservação de massa, energia e quantidade de movimento, foram obtidos quatro parâmetros que representam a geometria das passagens internas do compressor, utilizando o fluido refrigerante R134a como referência, os quais serão utilizados, como dados de entrada no modelo de simulação do compressor, utilizando diferentes fluidos refrigerantes. A Tabela 2.1, apresenta os parâmetros obtidos do modelo de caracterização para cada refrigerante.

Tabela 2.1 – Parâmetros característicos de queda de pressão e troca de calor.

Fluidos	<i>CH</i> ₁₂	<i>CH</i> ₃₄	CP_{12}	<i>CP</i> ₃₄
refrigerantes	$[m^{0,2}]$	$[m^{0,2}]$	$[m^{-3,75}]$	$[m^{-3,75}]$
R134a	0,5206	0,6798	2,02E+05	6,78E+07
R1234yf	0,5295	0,6892	2,10E+05	6,80E+07

Na Tabela 2.1, pode-se observar uma diferença entre os dois parâmetros de transferência de calor obtidos para o fluido R134a e R1234yf de 1,70% e 1,38%, respectivamente. Os parâmetros de queda de pressão apresentam erros relativos (R1234yf comparado ao R134a) de 3,84% e 0,29%. Estes valores, teoricamente, deveriam ser iguais para os dois refrigerantes.

Como resultado do modelo de caracterização do compressor automotivo, foram ainda determinadas duas funções: i) eficiência volumétrica, η_{v23} , em função da razão de compressão interna, P_3/P_2 , (cilindro de compressão), ii) eficiência isentrópica, η_{s23} , em função da razão de compressão interna, P_3/P_2 ,. As equações (2.47) e (2.48) mostram o ajuste polinomial para cada refrigerante. Fluido R134a:

$$\eta_{v23} = -0,002 \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^2 - 0,0274 \left(\frac{P_3}{P_2}\right) + 0,9369$$

$$\eta_{s23} = -0,0027 \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^2 - 0,0073 \left(\frac{P_3}{P_2}\right) + 0,8769$$
(2.50)

Fluido R1234yf:

$$\eta_{v23} = -0,0053 \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^2 - 0,004 \left(\frac{P_3}{P_2}\right) + 0,8955$$

$$\eta_{s23} = -0,0036 \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^2 - 0,0112 \left(\frac{P_3}{P_2}\right) + 0,8761$$
(2.51)

A Figura 2.10 apresenta uma comparação das eficiências volumétricas em função da razão de compressão interna e externa do compressor automotivo. Observa-se que a eficiência volumétrica interna, η_{v23} , é maior, devido às razões de compressão reinantes no cilindro de compressão serem maiores em comparação às razões de compressão externas.



Figura 2.10 – Eficiência volumétrica em função da relação de compressão para o fluido R134a.

A comparação entre a eficiência isentrópica interna, η_{s23} , e externa, η_{s14} , em função das razões de compressão, para o fluido R134a, é apresentada na Figura 2.11.



Figura 2.11 – Eficiência isentrópica em função da relação de compressão para o fluido R134a.



Figura 2.12 – Comparação da eficiência volumétrica no cilindro de compressão entre os fluidos R134a e R1234yf.

Na Figura 2.12 observa-se a comparação, entres os fluidos R134a e R1234yf, da eficiência volumétrica no cilindro de compressão com seu correspondente ajuste de curva.

Na Figura 2.13, apresenta-se uma comparação da eficiência isentrópica no cilindro de compressão para os fluidos R134a e R1234yf.



Figura 2.13 – Comparação da eficiência isentrópica no cilindro de compressão entre os fluidos R134a e R1234yf.

2.6.2. Validação do modelo de simulação

As variáveis de saída validadas no modelo de simulação apresentado neste trabalho são: a vazão mássica do fluido refrigerante, \dot{m}_r , e a temperatura de descarga, T_4 , as quais serão comparadas com os valores experimentais obtidos dos testes calorimétricos. Os dados de entrada necessários para o modelo de simulação são:

 Parâmetros característicos levantados com dados experimentais do fluido R134a: $CH_{12}, CP_{12}, CH_{34}, CP_{34}$

2. Curvas características da eficiência volumétrica, η_{v23} , e isentrópica,

 η_{s23} , no cilindro de compressão.

- 3. Fluido refrigerante a ser avaliado.
- 4. Volume de deslocamento do compressor automotivo:

 $V_d = 0,000135(m^3).$

- 5. Eficiência mecânica, $\eta_m = 0.96$.
- 6. Pressão e temperatura de sucção: P_1, T_1
- 7. Pressão de descarga, P_7 .

O critério utilizado para comparar os resultados experimentais com os numéricos foi o erro relativo (%), definido como:

$$E(\%) = \left(\frac{X_{\exp} - X_{num}}{X_{\exp}}\right) \times 100$$
(2.52)

onde:

 X_{num} : Variável de saída (\dot{m}_r) da simulação numérica.

 X_{exp} : Variável experimental (\dot{m}_r).

O critério utilizado para comparar os resultados da temperatura é expresso pela seguinte equação:

$$E(^{o}C) = T_{exp} - T_{num} \tag{2.53}$$

onde T_{exp} é a temperatura experimentalmente obtida e T_{num} é a temperatura numericamente determinada.

2.6.2.1. Compressor automotivo utilizando o fluido R134a

Os resultados da temperatura de descarga são apresentados na Figura 2.14, com erros de + 1,16 °C até -1,27 °C.



Figura 2.14 – Erro relativo da previsão de temperatura na descarga (R134a).

Os resultados da vazão mássica de refrigerante são apresentados na figura 2,15, com erros na faixa de +2,59% até -3,79%.



Figura 2.15 - Erro relativo da previsão da vazão mássica do refrigerante R134a.

De um modo geral, pode-se observar que o erro na determinação da temperatura de descarga e da vazão mássica situou-se em uma faixa razoável de concordância. Destaca-se que o fluido que gerou os valores dos parâmetros característicos para amabas as simulações foi o próprio R134a.

2.6.2.2. Compressor automotivo utilizando o fluido R1234yf

A Figura 2.16 mostra os valores dos erros na previsão da temperatura de descarga do compressor automotivo, com erros situando-se na faixa de + 1,27 °C até +3,34 °C.



Figura 2.16 – Erro relativo da previsão de temperatura na descarga (R1234yf).

Os resultados da vazão mássica de refrigerante são apresentados na Figura 2.17, com erros na faixa entre + 0,77 % e -2,50%.



Figura 2.17 – Erro relativo da previsão de vazão mássica do refrigerante R1234yf.

As Figuras 2.16 e 2.17 mostraram um espalhamento semelhante ao do R134a, mas com valores mais elevados, lembrando que a caracterização do compressor foi baseada nos testes de outro refrigerante, o R134a. De um modo geral, para o refrigerante R134a e R1234yf, os erros situaram-se abaixo de 3% e 3,3%, respectivamente.

2.7. Conclusões

No presente trabalho é apresentado um modelo semi-empírico de caracterização e de simulação do compressor de um sistema de condicionamento de ar automotivo (*MAC*), a respeito do qual se podem tecer as seguintes conclusões:

- O modelo de simulação do compressor automotivo, baseado nas equações fundamentais de conservação de massa, energia e quantidade de movimento e em parâmetros empíricos (em função do fluido R134a, de referência), apresenta boa concordância entre as variáveis, experimentais e previstas, de temperatura na descarga e vazão mássica do fluido refrigerante. Tal concordância se reflete nos erros obtidos para temperatura na descarga (-1,27°C até +1.16°C) e vazão mássica (-3,79% até +2,59%,) com o fluido R134a. No caso do compressor automotivo, utilizando o fluido R1234yf, os erros relativos na temperatura na descarga e vazão mássica do refrigerante, situaram-se entre +1,27°C e +3,34°C e -4,55% é +0,77%, respectivamente.
- 2. O modelo de caracterização para o compressor automotivo tipo "swash plate" mostrou resultados satisfatórios, ao ser aplicado o método de otimização implementado no pacote Excel, mediante o qual os dois valores de transferência de calor obtidos para os fluidos R134a e R1234yf divergiram entre si de 1,70% e 1,38%, com o primeiro e o segundo parâmetro, respectivamente. Os parâmetros de queda de pressão apresentaram erros relativos de 3,84 % e 0,29%.
- 3. O modelo de simulação semi-empírico, desenvolvido no presente estudo, provou ser uma ferramenta útil para a simulação do compressor automotivo, principalmente quando o estudo de novos fluidos refrigerantes se mostrar necessário.