

Modelação da Transferência de Calor em Compressores do Tipo Espiral

Isabel da Silveira Lima

POLO – Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica
Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina
isabel@polo.ufsc.br

César J. Deschamps

Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina
deschamps@polo.ufsc.br

Resumo. O trabalho consiste na modelação termodinâmica de compressores do tipo espiral, com ênfase na transferência de calor durante o processo de compressão. As equações de conservação da massa e energia são resolvidas de forma acoplada entre as diversas câmaras de compressão. Investigam-se diferentes correlações para a avaliação da transferência de calor junto às paredes sólidas das espirais do compressor. A análise do efeito da transferência de calor sobre o ciclo de compressão é realizada tomando como referência um processo politrópico, a partir de resultados de diagramas de pressão e temperatura ao longo do processo de compressão e do coeficiente de desempenho do compressor.

Palavras chave: compressor do tipo espiral, compressor scroll, refrigeração.

1. Introdução

A concepção do compressor do tipo espiral, ou simplesmente *scroll*, é bastante antiga mas, devido às restritivas tolerâncias exigidas na fabricação de suas partes, apenas na década de 70 foi viabilizada na forma de um produto. Atualmente, esse mecanismo vem sendo amplamente utilizado nas indústrias de refrigeração, bomba de calor, ar condicionado residencial e comercial, bem como ar condicionado automotivo. Isso se deve, principalmente, a um número de características positivas, tais como eficiência elevada, grande confiabilidade, poucas partes móveis, tamanho reduzido e baixos níveis de ruído e vibração.

O princípio de compressão no compressor scroll baseia-se em duas espirais idênticas, uma móvel e uma fixa, acopladas com uma diferença de fase de 180°. A geometria e a configuração dessas espirais definem uma excentricidade, a qual permite que a espiral móvel desenvolva uma trajetória orbital em torno da fixa. Durante esse movimento, elas se tocam em inúmeros pontos e formam câmaras, cujos volumes decrescem em direção ao centro. O processo de compressão inicia-se na periferia das espirais, quando o gás é admitido e aprisionado após uma revolução. Posteriormente, o gás é gradativamente comprimido no interior das câmaras de compressão e, quando alcança a região central, é então descarregado (Fig. 1). A eficiência do compressor scroll é diretamente afetada pelos níveis de vazamento de gás através de folgas geométricas e pela transferência de calor junto às paredes sólidas. Portanto, a fim de se obter avaliações mais precisas do seu processo de compressão, a previsão do efeito desses aspectos deve constar no modelo termodinâmico.

Diversos trabalhos apresentando modelos termodinâmicos para compressores scroll estão disponíveis na literatura. Muitos deles, entretanto, não incluem um modelo específico para a transferência de calor, utilizando simplesmente expoentes politrópicos para caracterizar o processo de compressão (Morishita, 1984; Li *et al.*, 2005). No entanto, Chen *et al.* (2002) apresentou um modelo detalhado incorporando a primeira lei da termodinâmica, bem como o cálculo de parâmetros geométricos, fluxo de massa e vazamentos. Alguns trabalhos experimentais investigaram a distribuição de temperatura ao longo das espirais (Lin *et al.*, 2005) e demais partes do compressor (Wagner e Marchese, 1992); tais informações podem ser utilizadas como dados de entrada nas simulações da transferência de calor no processo de compressão.

A transferência de calor transiente por condução entre os pontos de contato das espirais foi analisada por Sunder (1997). Segundo ele, a troca de calor por convecção entre o gás e as paredes das espirais tende a apresentar uma resistência térmica maior do que àquela associada à condução pela base das mesmas. Por outro lado, Ooi e Zhu (2004) mostram, através de simulações numéricas, a importância do coeficiente de convecção entre o gás e as paredes no processo de compressão em um compressor scroll. A partir da comparação entre os dados numéricos e aqueles gerados com base nas correlações empíricas existentes para outros tipos de compressores, Ooi e Zhu (2004) concluíram que as mesmas não são apropriadas para prever a transferência de calor no compressor scroll.

Buscando a adequação das correlações ao processo físico real, Chen *et al.* (2002) propuseram o uso da correlação de um trocador de calor espiral para o cálculo do coeficiente de convecção, de tal forma a considerar o efeito de curvatura da geometria sobre o mecanismo da transferência de calor. Porém, em trabalho posterior, Groll *et al.* (2004) compara tal modelo com dados experimentais e atribui a discrepância encontrada entre os resultados ao movimento da espiral móvel, afirmando que este aumenta os níveis do coeficiente de troca de calor. Com base nessa observação Jang e Jeong (2006) desenvolvem uma correlação, a qual inclui tanto o efeito de curvatura quanto o da oscilação da espiral móvel.

O presente trabalho tem como objetivo principal uma análise das diversas correlações utilizadas na modelagem da troca de calor em compressores scroll, através das suas implementações em um modelo termodinâmico que inclui a avaliação da vazão gás, vazamentos e a performance do compressor. O efeito de transferência de calor é verificado através da comparação dos diversos resultados, incluindo aqueles originados pela adoção de um expoente politrópico.

2. Modelo do Processo de Compressão

O ciclo de operação se inicia na sucção, a qual ocorre em um período de uma revolução completo do eixo. O processo de compressão ocorre imediatamente após o término da sucção e vai até o ângulo de descarga. Durante esse espaço de tempo, o número de revoluções dado pela espiral móvel, e conseqüentemente o número de câmaras formadas, é função do número de voltas das espirais. Quando o ângulo de descarga é atingido, ocorre a união da penúltima com a última câmara. Neste instante, caso o mecanismo não possua válvula, o processo de descarga se inicia, perdurando por uma revolução. O ângulo de descarga θ_d em função da razão de volume pode ser obtido em Morishita (1984)

O modelo termodinâmico do processo de compressão do compressor scroll deve primeiramente calcular parâmetros geométricos, como a variação do volume com a posição angular. Posteriormente, propriedades tais como massa, temperatura e pressão em relação ao ângulo de órbita θ são obtidas, simultaneamente em cada câmara, com base nas equações de conservação e de estado.

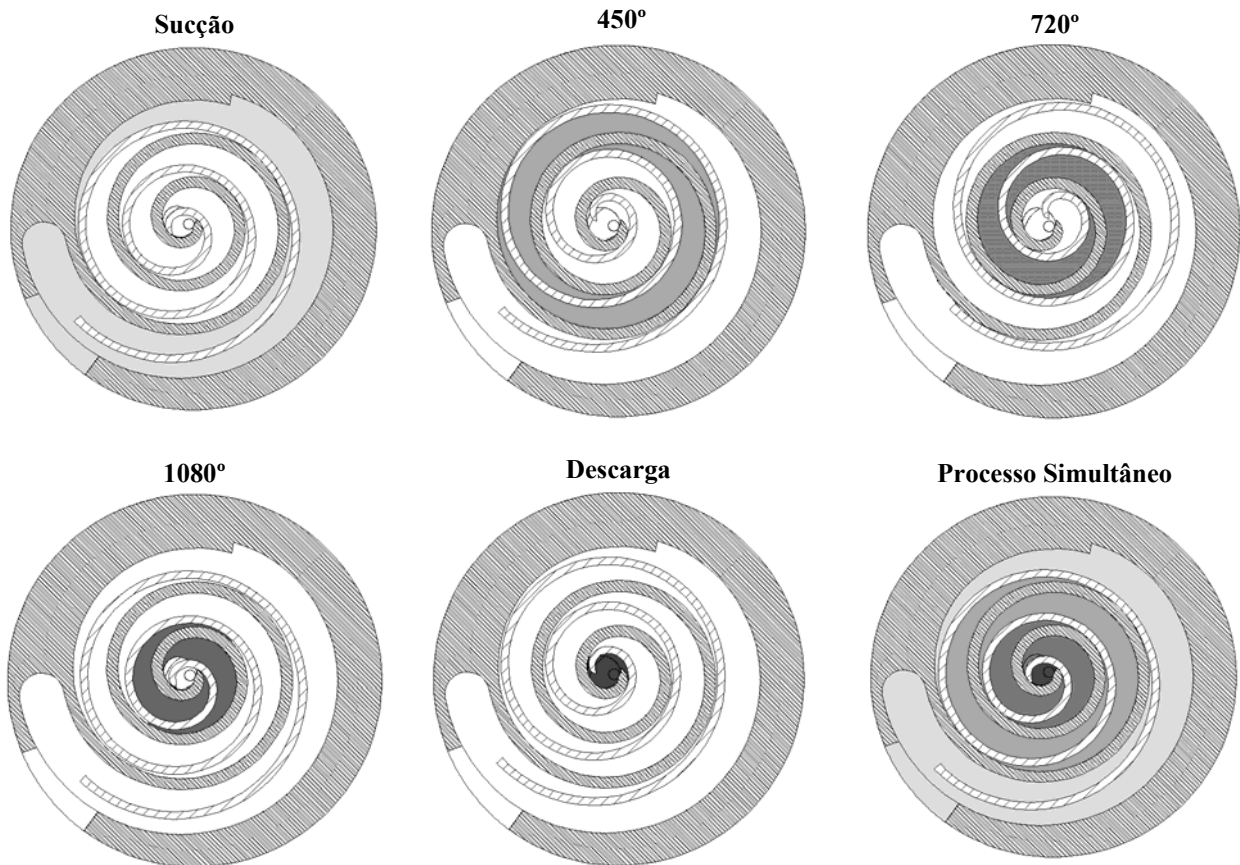


Figura 1. Processo de compressão.

2.1. Equações Governantes

A equação de conservação da massa deve considerar vazamentos além da massa bombeada ao longo das câmaras. O balanço de massa é dado por:

$$\frac{\partial m}{\partial \theta} = \frac{(\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s)}{\omega} \quad (1)$$

onde m é a massa na câmara, enquanto que \dot{m}_e e \dot{m}_s são os fluxos de massa entrando e saindo do volume em questão.

A partir da primeira lei da termodinâmica para um volume de controle, chega-se a seguinte relação para a variação da temperatura com o ângulo de órbita θ :

$$\left(\frac{\partial T}{\partial \theta}\right)_i = \frac{1}{m_i c_v} \left[-T_i \left[\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_i \left(\frac{\partial V}{\partial \theta}\right)_i - \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_i \frac{v_i}{\omega} (\dot{m}_e - \dot{m}_s) + h_c \frac{At}{\omega} \right] - \left(\frac{\dot{m}_e}{\omega} (h_i - h_{i+1}) - h_c \frac{At}{\omega} T_p \right) \right] \quad (2)$$

onde o índice $I < i < N$ indica a câmara em que a propriedade está sendo avaliada, c_v é o calor específico a volume constante, v é o volume específico, ω é a rotação de operação em rad/s e h é a entalpia do gás. A pressão do gás e as demais propriedades termodinâmicas para um gás real são obtidas através código REFPROP 7.0. Para a hipótese de gás ideal tais propriedades podem ser obtidas pela relação de gás perfeito entre pressão e volume: $Pv = RT$. A entalpia, neste caso, é dada por $h = c_p T$, onde c_p é o calor específico à pressão constante.

Na Eq. (2) a única forma de transferência de calor considerada é a convecção entre o gás e as paredes das espirais, fenômeno este baseado em um coeficiente de troca h_c , na área de transferência de calor At , cujo valor é uma função da geometria do compressor, e na temperatura da parede da espiral na câmara T_p . Dessa forma, o calor trocado é dado por:

$$\dot{Q} = h_c At (T_i - T_p) \quad (3)$$

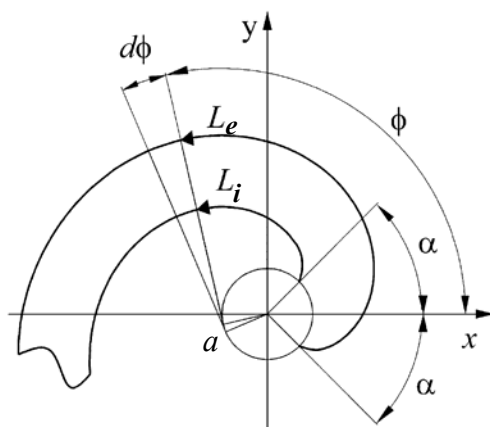
Quando se adota um modelo de compressão politrópico, como em Morishita (1984), as relações para o cálculo da pressão P_i e temperatura T_i exigem a utilização de um expoente politrópico n , conforme as expressões abaixo:

$$\frac{P_i}{P_s} = \left(\frac{m_i}{\rho_s \cdot V_i} \right)^n, \quad \frac{T_i}{T_s} = \left(\frac{P_i}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (4)$$

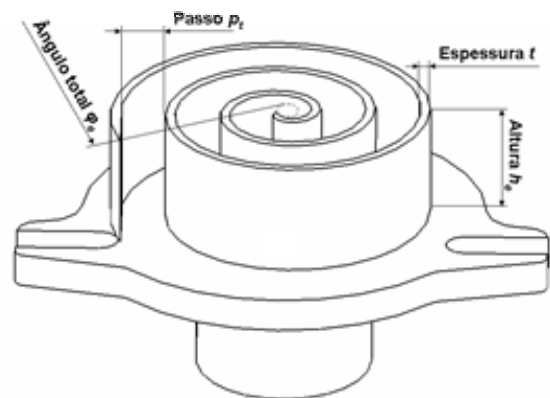
onde o subscrito s refere-se a propriedades na sucção, e o subscrito i refere-se a câmara em análise, sendo ρ a densidade.

2.2. Geometria

As espirais são os principais componentes do compressor scroll e são geradas a partir da curva evolvente de um círculo de raio a (Fig. 2a), sendo que a posição angular sobre essa curva é dada pelo ângulo da evolvente ϕ . Os principais parâmetros das espirais podem ser verificados na Fig. 2b: o passo, dado por $p_t = 2\pi a$, a espessura t , a altura h_e e o ângulo total da evolvente $\phi_e = 2\pi N + \alpha$, onde N é o número de voltas. O ângulo de início da evolvente α pode ser definido como a razão entre a espessura e o diâmetro do círculo de base. A excentricidade da órbita descrita pela espiral móvel é dada pela relação $r_o = \pi \cdot a - t$.



(a) Curva evolvente; adaptado de Kim *et al.* (2002)



(b) Parâmetros da bomba de compressão

Figura 2. Principais parâmetros geométricos.

A variação do volume em relação ao ângulo de órbita θ pode ser verificada em Morishita *et al.* (1984). Com base nos parâmetros descritos acima, o volume deslocado do compressor V_d pode ser definido como:

$$V_d = (2N - 1) \cdot \pi \cdot p_t \cdot (p_t - 2 \cdot t) \cdot h_e \quad (5)$$

As câmaras formadas durante o movimento da espiral móvel, são delimitadas pelos pontos de contato. Segundo Chen *et al.* (2002) o ângulo de evolvente φ_i onde esses contatos ocorrem podem ser escritos em função do ângulo de órbita θ para uma dada câmara i :

$$\varphi_i = \varphi_e - \theta - 2\pi(i - 1) \quad (6)$$

2.3. Avaliação de fluxos de massa

O fluxo de massa através da descarga é obtido através de um modelo de escoamento compressível isentrópico em um bocal convergente-divergente, utilizando um fator de correção C :

$$\dot{m} = C \cdot A \cdot P_{up} \cdot \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)T_{up}} \left[\left(P_{down}/P_{up} \right)^{2/k} - \left(P_{down}/P_{up} \right)^{(k+1)/k} \right]} \quad (7)$$

onde P_{up} e P_{down} são as pressões a montante e a jusante, respectivamente; T_{up} é a temperatura a montante; k é a razão entre os calores específicos; R é a constante do gás e A é a área de passagem na descarga. Para condições de escoamento sônico a razão de pressão é dada por $P_{down}/P_{up} = [2k/(k+1)]^{k/(k-1)}$.

Apesar de tratar-se de um processo de compressão contínuo, as diferenças de pressão existentes entre as câmaras e a presença de folgas originam vazamentos, os quais podem ser divididos em dois tipos. O vazamento de topo ocorre entre as superfícies superior da espiral móvel e a base da fixa, bem como entre as superfícies inferior da espiral fixa e a base da móvel (Fig. 3a). O vazamento de flanco se dá entre os flancos das duas espiras (Fig. 3b), já que não existe um ponto de contato físico selando as câmaras. O fluxo de massa através das folgas é também avaliado pela Eq. (8). O fator de correção C para ambos vazamentos é igual a 0,1 segundo Kim *et al.* (2002). As áreas de vazamento A podem ser verificadas em Puff *et al.* (1992).

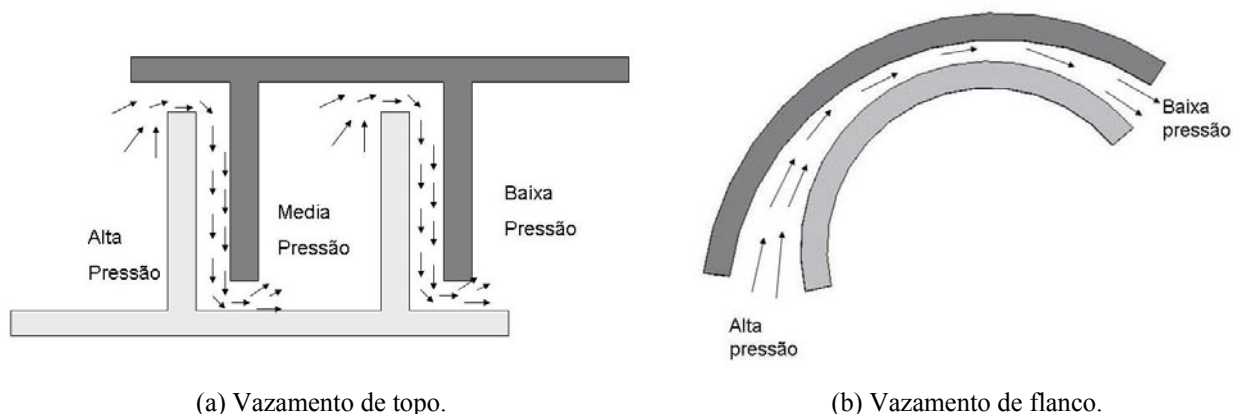


Figura 3. Formas de vazamento de topo.

Outro aspecto que reduz a capacidade do compressor é o aquecimento do gás proveniente da linha de sucção, visto que esse se encontra mais frio que as paredes internas do compressor. Conseqüentemente, o gás durante o processo de sucção terá sua densidade reduzida, o que leva a um decréscimo na quantidade de massa succionada, o qual pode ser avaliado por:

$$\dot{m}_{sup} = \dot{m} \cdot \left(\frac{\rho_{ls}}{\rho_s} - 1 \right) \quad (8)$$

onde \dot{m} é o fluxo de massa efetivamente bombeado pelo compressor, ρ_{ls} é a densidade na linha de sucção e ρ_s é a densidade na sucção. No presente trabalho, as condições de pressão e temperatura na linha de sucção e na sucção são dados de entrada. Assim, a perda por superaquecimento na sucção não é levada em consideração, independente se o

cálculo é realizado por um processo politrópico (Eq. 4) ou pela equação da conservação da energia (Eq. 2). Desta forma, a transferência de calor somente começa a ser calculada após o término da sucção. Este é um aspecto que impede uma análise do efeito da transferência de calor sobre o superaquecimento, e portanto também sobre a eficiência, do compressor. Por este motivo, a investigação a ser realizada neste trabalho foca o efeito da transferência de calor somente no processo de compressão.

3. Transferência de calor no processo de compressão

Em um compressor scroll, além do aquecimento do gás na sucção, a elevação da temperatura ocorre também devido ao aumento de pressão, associada à diminuição da câmara de compressão, e pela transferência de calor entre o gás e as paredes. O gás na região central do compressor encontra-se em uma temperatura mais elevada que as paredes e, portanto, a troca de calor ocorre do gás para as paredes, sendo que o inverso acontece nas câmaras de compressão mais externas do compressor. Isso mostra a relevância da avaliação da transferência de calor, uma vez que o trabalho de compressão pode ser alterado.

Na presente análise considera-se somente a transferência de calor devido à convecção entre o gás e as paredes das espirais, não incluindo portanto a condução através da base das espirais e nos pontos de contato entre as mesmas. Para a avaliação da troca de calor, Eq. (3), necessita-se do coeficiente de troca h_c , da temperatura da parede da espiral T_p e da área de transferência de calor A_t . Em relação à temperatura da parede, resultados de Jang e Jeong (2006) mostram que há uma decréscimo praticamente linear com o ângulo da evolvente φ . Tal comportamento será assumido nesta investigação. Além disto, a transferência de calor não é calculada durante o período de sucção e, assim, a sua influência sobre a eficiência volumétrica não é incluída na análise.

3.1. Correlações para o cálculo do coeficiente de troca de calor

A precisão da previsão da transferência de calor no processo de compressão do compressor scroll está fortemente relacionada à correlação adotada para o cálculo do coeficiente de troca por convecção. As correlações utilizadas em compressores do tipo alternativo e rotativo não se aplicam ao compressor scroll, devido à sua distinta geometria e às características do escoamento. Abaixo são apresentadas algumas propostas da literatura para a avaliação da troca de calor em compressores scroll.

3.1.1. Duto retangular uniforme

Sunder (1997) apresenta uma correlação para a estimativa do coeficiente de troca por convecção, considerando um escoamento através de um canal de seção retangular e uniforme, com altura e largura iguais a h_e e r_o , respectivamente, e expressa por:

$$h_c = 0,023 \frac{k_c}{D_h} Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (9)$$

sendo k_c a condutividade térmica e Pr o número de Prandtl do fluido. O diâmetro hidráulico D_h é tomado como sendo igual a $2r_o$, enquanto que o número de Reynolds Re é definido em função do fluxo de massa na sucção do compressor, $\dot{m}_{sucção} = V_d \rho_s \omega$:

$$Re = \dot{m}_{sucção} 2r_o / (r_o h_e \mu) \quad (10)$$

3.1.2. Trocador de calor espiral

Chen *et al.* (2002) propôs o emprego de uma correlação desenvolvida para trocador de calor espiral, na qual o efeito de curvatura da espiras sobre h_c é incluído através do parâmetro D_h/r_m :

$$h_c = 0,023 \cdot (k_c / D_h) Re^{0,8} Pr^{0,4} (1,0 + 1,77 D_h / r_m) \quad (11)$$

O raio de curvatura médio r_m é definido em função dos ângulos de contato φ_i de uma dada câmara i :

$$r_m = a \left[\frac{(\varphi_i - \alpha) + (\varphi_{i-1} - \alpha)}{2} \right] \quad (12)$$

No presente trabalho, ao invés de usar a definição de diâmetro hidráulico $D_h (=4V_i/At)$ apresentada em Chen *et al.* (2002), adota-se a proposta de Sunder (1997), ou seja $D_h = 2r_o$. Conforme Groll *et al.* (2004) a correlação acima deve ser multiplicada por 1,5 a fim de considerar o distúrbio no escoamento causado pelo movimento da espiral móvel. Este aspecto é precisamente a motivação para a correlação proposta por Jang e Jeong (2006) e apresentada a seguir.

3.1.2. Duto retangular com parede oscilante

A fim de prever o efeito do movimento oscilatório da espiral móvel no coeficiente de transferência de calor, Jang e Jeong (2006) desenvolveram uma correlação para um escoamento com velocidade média U através de um duto retangular, cuja parede oscilava com uma frequência f e uma amplitude A . Para o caso do compressor scroll f é equivalente à frequência de operação $f [Hz]$, e A é a excentricidade r_o . Esses parâmetros definem o número de Strouhal: $St = fA / U$, o qual representa a relação entre as intensidades dos movimentos nas direções transversal e longitudinal do escoamento. A magnitude da velocidade U é obtida da vazão mássica $\dot{m} = \rho U (r_o h_e)$ e o coeficiente de troca de calor por convecção é, então, dado por:

$$h_c = 0,023(k_c / D_h) Re^{0,8} Pr^{1/3} [1 + 3,5 D_h / D_c] \cdot [1 + 8,48(1 - e^{-5,35St})] \quad (13)$$

onde a definição de diâmetro hidráulico D_h é idêntica àquela adotada na Eq. (9) e D_c é o diâmetro de curvatura médio dado pela Eq. (12).

Nota-se que a correlação da Eq. (13) difere da Eq. (11) apenas devido ao termo $[1 + 8,48(1 - e^{-5,35St})]$, o qual representa o efeito da oscilação na transferência de calor. O termo $[1 + 3,5 D_h / D_c]$ representa o efeito de curvatura das espirais.

4. Resultados

A análise da transferência de calor, de acordo com as diversas propostas apresentadas, é realizada para um compressor scroll com capacidade de 18000 Btu/h operando a uma frequência de 60 Hz, cujos principais parâmetros geométricos são indicados na Tab. 1. A condição de operação assume que as temperaturas de evaporação, condensação, subresfriamento e superaquecimento são iguais a 7,2 °C, 54,4 °C, 46,1 °C e 35,0 °C. Assume-se que a temperatura na sucção do compressor é igual 47 °C e que o fluido de trabalho é o refrigerante R22.

Tabela 1 – Parâmetros geométricos do compressor scroll: 18 000 Btu/h

Raio do círculo de base (mm)	1,85	Ângulo inicial da evolvente (°)	43,36°
Passo da espiral (mm)	11,62	Excentricidade (mm)	3,01
Espessura da espiral (mm)	2,8	Volume deslocado (cm ³)	25,30
Altura da espiral (mm)	23,0	Folga de topo (µm)	10
Número de voltas das espiras	3	Folga de flanco (µm)	20
Ângulo final da evolvente (°)	1123,36°		

Após a implementação da equação da conservação da energia no modelo termodinâmico, foram realizadas diversas simulações do compressor: uma para processo adiabático e outras prevendo a transferência de calor entre o gás e as paredes, de acordo com as correlações descritas na seção 3. Todas as simulações consideraram a mesma condição de temperatura nas paredes. Além disto, outra simulação foi realizada considerando um processo politrópico, caracterizado através de um expoente n igual a 1,17.

Um parâmetro extremamente importante na simulação do compressor é a variação do volume com o ângulo de órbita, conforme mostrada na Fig. 4. Observa-se que o volume cresce de um valor nulo até o volume deslocado V_d (Eq. 5) durante uma revolução e, posteriormente, decresce até o início do processo de descarga, em $\theta = \theta_d$, quando ocorre um aumento de volume. Esta variação brusca acontece no momento da união entre a penúltima e a última câmara. O processo de descarga termina uma revolução após esse instante, sendo que o volume residual no final da descarga, indicado na Fig. 4, pode ser eliminado através de alterações na geometria final da espiral.

As variações dos coeficientes de troca de calor ao longo do ciclo de compressão são apresentadas na Fig. 5. Uma vez que a transferência de calor não foi modelada na câmara de sucção, os coeficientes de troca são apresentados somente para posições angulares maiores do que 360°. Utilizando a correlação de duto retangular uniforme obtém-se valores praticamente constantes ($h_c = 1030 \text{ W/m}^2\text{K}$), uma vez que o mesmo varia apenas com a viscosidade μ associada ao número de Reynolds, Re . Já a correlação para um trocador de calor espiral mostra um aumento significativo do coeficiente de troca ao longo do processo e de forma bem acentuada na descarga, devido à redução no raio de curvatura r_m . A correlação do duto de parede oscilante apresenta um comportamento semelhante àquele obtido com a correlação do trocador espiral, no entanto com níveis mais elevados em função da consideração do movimento oscilatório da espiral móvel, introduzido através de um fator multiplicativo.

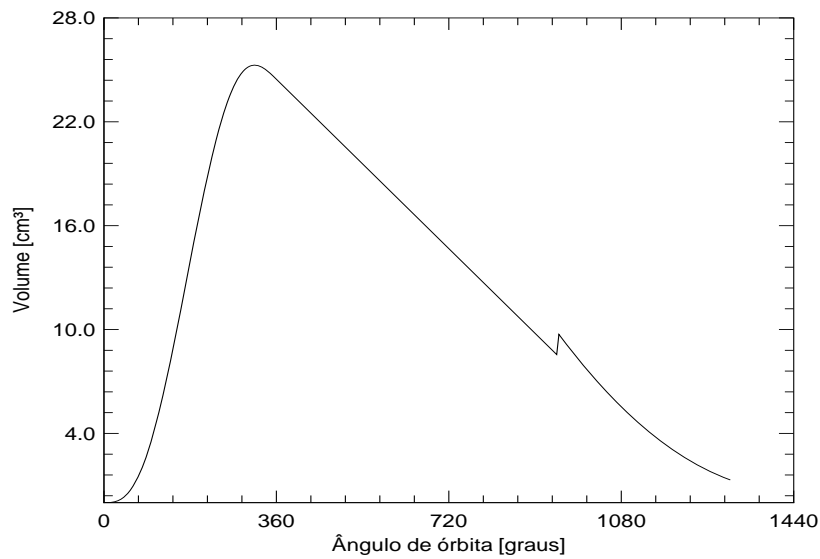


Figura 4. Variação do volume com o ângulo de órbita.

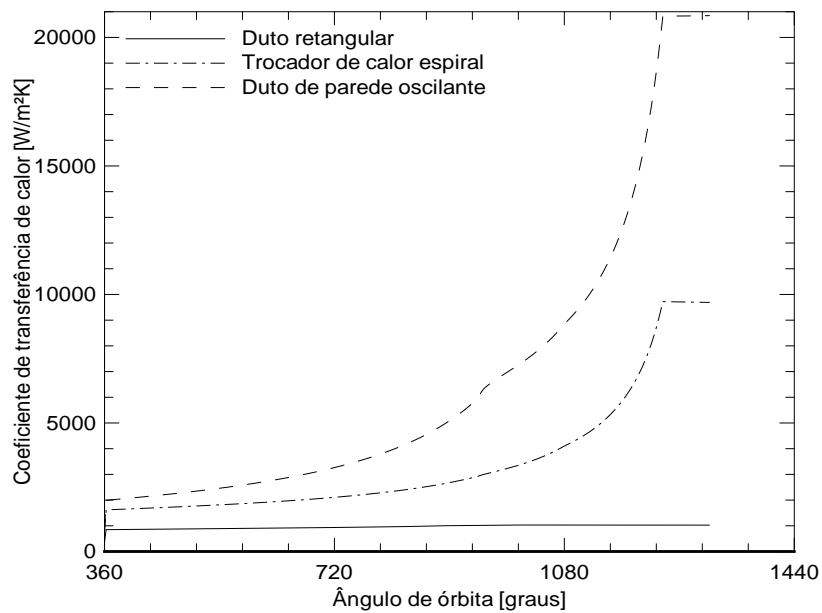


Figura 5. variação do coeficiente de transferência de calor com o ângulo de órbita.

Apesar de os níveis de coeficiente de troca serem elevados, principalmente no caso da correlação do duto de parede oscilante, os diagramas pressão versus volume (Fig. 6) não apresentaram grandes diferenças. O mesmo não ocorreu com os níveis de temperatura, conforme pode ser observado nos diagramas de temperatura versus volume (Fig. 7). No processo adiabático a elevação de temperatura se deve somente à variação do volume, que traz consigo também uma variação de pressão. Neste caso, os níveis de temperatura ao longo do processo de compressão são inferiores aos valores obtidos nos casos em que se considera a transferência de calor.

O coeficiente de troca para a correlação do duto retangular é menor que os demais durante todo o processo de compressão, logo inicialmente a temperatura prevista é menor do que as demais. No entanto, ao final do processo, como o gás perde calor para as paredes das espirais, para um coeficiente de troca inferior tem-se um resfriamento inferior, resultando em temperaturas mais altas. Para o caso do trocador de calor espiral, tem-se um comportamento próximo ao do processo com a correlação do duto retangular. Porém, devido aos níveis superiores do coeficiente de troca, as temperaturas são superiores no início e inferiores no final do processo de compressão. Utilizando o modelo de duto de

parede oscilante tem-se no início a maior temperatura e no final do processo a menor, inferior até mesmo àquela obtida no processo adiabático.

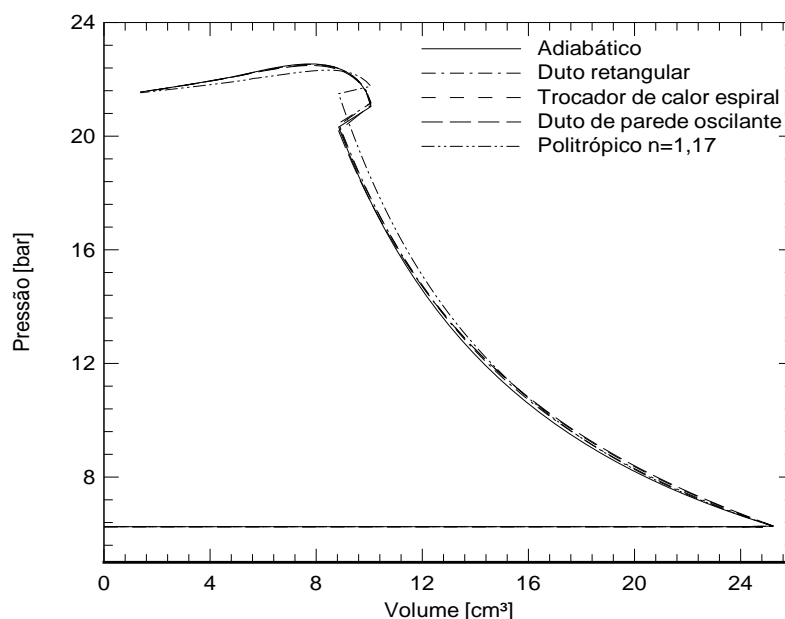


Figura 6. Diagrama pressão versus volume.

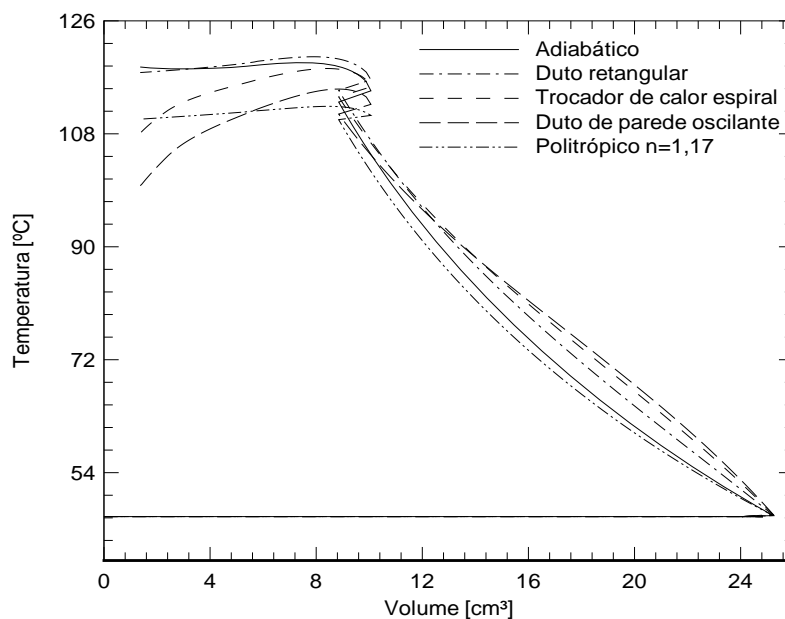


Figura 7. Diagrama temperatura versus volume.

Os resultados de capacidade de refrigeração para todos os casos simulados, com e sem transferência de calor, foram praticamente idênticos. Basicamente, isto pode ser explicado por dois aspectos. Inicialmente, deve ser lembrado que a transferência de calor não foi considerada na câmara de sucção, sendo consideradas as mesmas condições para a admissão do gás no compressor. Em segundo lugar, constatou-se que os níveis de vazamento entre as diferentes câmaras de compressão foram muito pequenos, em todos os casos simulados, não produzindo uma variação significativa na capacidade. No entanto, conforme mostra a Fig. 7, nos casos em que se considera a transferência de calor, o gás é aquecido pelas paredes na maior parte do processo de compressão, o que eleva o trabalho de compressão quando se compara com o caso adiabático. Assim, como as capacidades são muito próximas, o coeficiente de

performance termodinâmico COP_{pv} para o processo adiabático ficou em 3,80, enquanto que o valor resultou igual a 3,77 para os demais.

Para o processo politrópico, obteve-se um valor de capacidade igual a 17264 Btu/h e um COP_{pv} igual a 3,44. Naturalmente, este resultado é fortemente dependente do expoente politrópico utilizado. A fim de avaliar a sensibilidade dos resultados em relação aos índices politrópicos, os mesmos foram variados de 1,18 a 1,22. As Fig. 8 e 9 permitem observar que, embora não de forma tão intensa com a pressão, os níveis de temperatura dependem fortemente dos índices prescritos. Logo, uma escolha criteriosa do expoente politrópico é de extrema importância quando se opta por essa forma de análise para a simulação de compressores scroll. Uma vez que a obtenção desses expoentes via dados experimentais é dispendiosa, a opção por um modelo baseado em leis de conservação parece ser a escolha mais adequada.

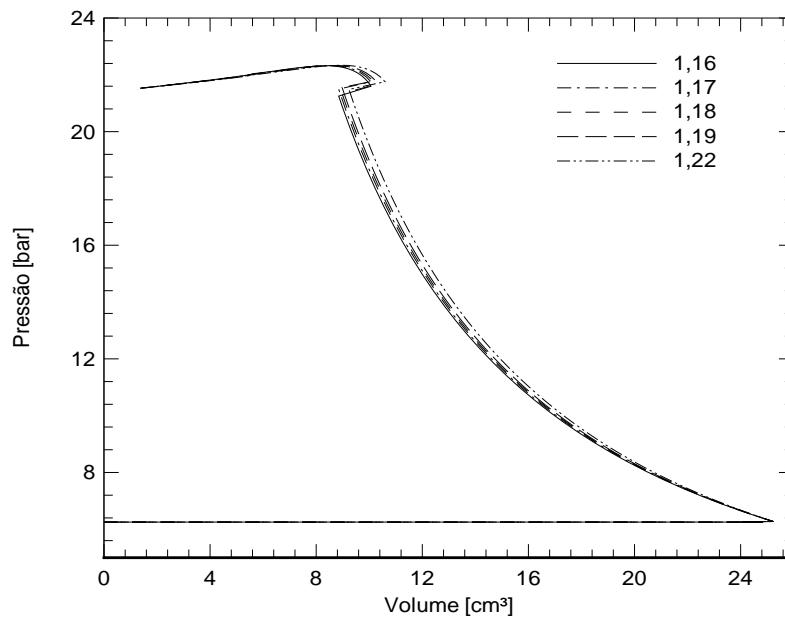


Figura 8. Diagrama pressão versus volume para diferentes índices politrópicos.

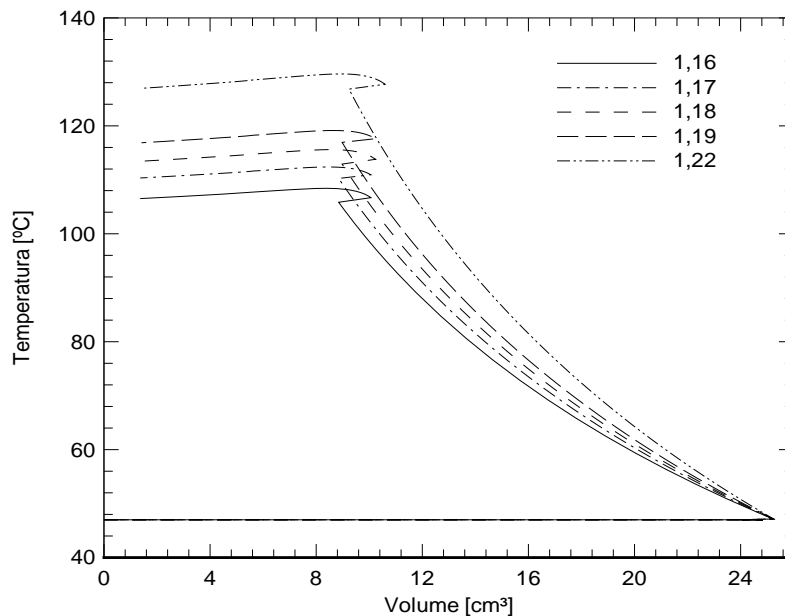


Figura 9. Diagrama temperatura versus volume para diferentes índices politrópicos.

5. Conclusões

O presente trabalho considerou a análise da transferência de calor no processo de compressão de compressores do tipo espiral (scroll). Apenas a transferência de calor por convecção entre o gás e as paredes das espirais foi introduzida neste estágio do desenvolvimento do modelo termodinâmico do compressor. Diversas correlações propostas na literatura foram implementadas e comparadas a partir de diagramas pressão-volume e temperatura-volume, bem como resultados de COP_{p-v} . A análise foi complementada com a simulação do compressor para um processo adiabático e também segundo um processo politrópico.

Apesar dos elevados níveis de coeficiente de troca encontrados para algumas das correlações, a pressão ao longo do processo sofreu pequenas alterações nos diferentes casos, enquanto que os níveis de temperatura se mostraram mais sensíveis. Verificou-se que a consideração da transferência de calor resulta em trabalhos de compressão maiores quando comparado ao processo adiabático.

Os resultados obtidos através da simulação do compressor via um processo politrópico diferiram bastante dos resultados fornecidos pela equação da conservação da energia. Além disto, pequenas variações do expoente politrópico representaram uma grande influência sobre os níveis de pressão e temperatura no processo de compressão. Assim, a escolha de um expoente que represente adequadamente o processo de compressão no compressor scroll se apresenta como uma tarefa extremamente difícil e sugere a necessidade do uso de equações de conservação para uma maior precisão dos resultados.

A não inclusão da transferência de calor na câmara de sucção é uma limitação da presente análise, uma vez que é um processo que afeta a eficiência volumétrica do compressor. Este detalhe importante da simulação será considerado em trabalhos futuros.

7. Referências

- Morishita, E., Sugihara, M., Inaba, T., Nakamura, T. and Works, W., 1984, "Scroll Compressor Analytical Model", Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue.
- Groll, E. A., Chen, Y., Halm, N. P. and Braun, J. E., 2002, "Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression modeling", International Journal of Refrigeration, Vol.25, pp. 731-750.
- Groll, E. A., Yi, F. and Braun, J. E., 2004, "Modeling and Testing of an Automobile AC Scroll Compressor, Part II: Model Validation", Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue.
- Ooi, K. T. and Zhu, J., 2004, "Convective Heat Transfer in a Scroll Compressor Chamber: a 2-D Simulation", International Journal of Refrigeration, Vol.43, pp. 677-688.
- Sunder, S., 1997, "Thermodynamic and Heat Transfer Modeling of a Scroll Pump", PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology.
- Jang, K. and Jeong, S., 2006, "Experimental Investigation on Convective Heat Transfer Mechanism in a Scroll Compressor", International Journal of Refrigeration, Vol.xx, pp. 1-10.
- Wagner, T. C. and Marchese, A. J., 1992, "Characterization of Thermal Processes in Scroll Compressors", Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue.
- Lin, C., Chang, Y., Liang, K. And Hung, C., 2005, "Temperature and Thermal Deformation Analysis on Scrolls of Scroll Compressor", Applied Thermal Engineering, Vol.25, pp. 1724-1739.
- Puff, R. and Krueger, M., 1992, "Influence of the Main Constructive Parameters of a Scroll Compressor on its Efficiency", Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue.
- Kim, Y., Park, Y. C. and Cho, H., 2002, "Thermodynamic Analysis on the Performance of a Variable Speed Scroll Compressor with Refrigerant Injection", International Journal of Refrigeration, Vol.25, pp. 1072-1082.
- Yanagisawa, T., Dutta, A. K. and Fukuta, M., 2001, "An investigation of the Performance of a Scroll Compressor Under Liquid Injection", International Journal of Refrigeration, Vol.24, pp. 577-587.
- Li, X., Wang, B. and Shi, W., 2005, "A General Model of Scroll Compressors Based on Discretional Initial Angles of Involute", International Journal of Refrigeration, Vol.28, pp. 958-966.

HEAT TRANSFER MODELING IN SCROLL COMPRESSORS

Isabel da Silveira Lima
POLO – Research Laboratories for Emerging Technologies in Cooling and Thermophysics
Department of Mechanical Engineering
Federal University of Santa Catarina
isabel@polo.ufsc.br

Cesar J. Deschamps
Department of Mechanical Engineering
Federal University of Santa Catarina
deschamps@polo.ufsc.br

Abstract

The paper presents a thermodynamic modeling of scroll compressors, with emphasis on the heat transfer during the compression process. The governing mass and energy conservation equations were developed for each compressor chamber and solved in a coupled manner. Models for the radial and flank leakage, and heat transfer between the gas and scroll wraps were combined with the conservation equations. Results for the temperature and pressure of the refrigerant in different compressor chambers are used in the analysis of the heat transfer effect on the compressor performance.

Keywords: scroll compressor, refrigeration, heat transfer.