

UM MODELO NUMÉRICO PARA PREVER A DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA EM COMPRESSORES ALTERNATIVOS

Daniel A. Haas^a e Cesar J. Deschamps^b

^aPPGEM, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 88040-900, Florianópolis, SC, Brazil, <http://www.polo.ufsc.br>

^bDepartamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 88040-900, Florianópolis, SC, Brazil, <http://www.polo.ufsc.br>

Keywords: Compressores alternativos, Superaquecimento, Gerenciamento térmico.

Abstract. As temperaturas dos diversos componentes de um compressor afetam as suas eficiências volumétrica e isentrópica, bem como a lubrificação hidrodinâmica nos mancais. Apesar da importância de se prever essa distribuição de temperatura, o fenômeno da transferência de calor deste tipo de aplicação é de difícil modelação, sendo influenciado pela eficiência do motor elétrico, pelo atrito viscoso nos mancais, além do escoamento de fluido refrigerante e de óleo lubrificante. O presente artigo apresenta os resultados de um modelo de simulação térmica desenvolvido para prever a temperatura em diferentes componentes do compressor. Com este objetivo, a equação da conservação da energia é aplicada e resolvida numericamente em 59 elementos geométricos simplificados do compressor, com o emprego de um circuito térmico equivalente e correlações de troca de calor disponíveis na literatura. Assume-se o regime plenamente cíclico do compressor e os processos de compressão e de transferência de calor são resolvidos de forma acoplada. Resultados são obtidos para a temperatura e o fluxo de calor em cada um dos componentes, permitindo a quantificação de parâmetros de eficiência global do compressor.

1 INTRODUÇÃO

Uma análise simples de um compressor alternativo de refrigeração doméstica indica que a eficiência elétrica fica em torno de 87%, enquanto que a eficiência do sistema mecânico de acionamento alcança eficiências de até 92%. A eficiência termodinâmica é bem menor e situa-se em torno de 82%. Assim, fica evidente que aumentos de eficiência desse tipo de compressor devem vir provavelmente de reduções de ineficiências termodinâmicas. Além de sua importância sobre o consumo de energia, o superaquecimento também afeta a eficiência volumétrica, uma vez que a densidade do gás na câmara de compressão é diretamente afetada pela temperatura do gás. Por outro lado, as perdas em eficiência devido ao superaquecimento são afetadas por diversos parâmetros, os quais interagem entre si de uma forma não trivial.

O superaquecimento do fluido refrigerante no sistema de sucção de compressores alternativos de refrigeração doméstica afeta de forma significativa as eficiências termodinâmicas, conforme indica Shiva-Prasad (1998). O autor destaca que muito progresso é ainda requerido a fim de entender o fenômeno da transferência de calor no interior de compressores, assim como para desenvolver métodos numéricos e experimentais para a análise desse aspecto no projeto de compressores.

A análise térmica de compressores é uma tarefa difícil devido à complexidade geométrica, mas existem trabalhos na literatura focados no desenvolvimento de modelos para a previsão do perfil térmico de compressores. Por exemplo, Todescat *et al.* (1992) desenvolveram um modelo numérico no qual volumes de controle são ligados através de condutâncias globais obtidas experimentalmente. Esse tipo de modelo é relativamente simples e é capaz de analisar várias situações de interesse. No entanto, o modelo não é muito flexível, pois não permite alterações na disposição geométrica dos componentes no interior do compressor.

Sim *et al.* (2000) e Ooi (2003) propuseram uma nova estratégia de modelação, na qual coeficientes de transferência de calor são ajustados para cada componente do compressor a partir de correlações disponíveis na literatura. Em princípio, esses modelos não requerem dados experimentais para calibração e assim são adequados para a análise de diferentes configurações geométricas. No entanto, a escolha de correlações de transferência de calor apropriadas requer o conhecimento adequado dos fenômenos envolvidos e, para alguns componentes, pode não haver correlações que sejam adequadas.

Almbauer *et al.* (2006) apresentou um modelo de simulação numérica para a previsão do campo de temperatura em compressores, através da combinação de três formulações: i) formulação unidimensional para o escoamento do gás no interior do compressor; ii) formulação tridimensional para a condução de calor nas paredes do conjunto pistão-cilindro; iii) formulação integral para o balanço térmico do gás em volumes de controle convenientemente selecionados.

Ribas Jr. (2007) desenvolveu um método baseado em uma formulação tridimensional para a solução da condução de calor em todos os componentes sólidos de compressores alternativos, calibrado a partir de dados experimentais da mesma forma que em Todescat *et al.* (1992). O modelo fornece a grande vantagem de permitir a interação entre os diversos componentes através da troca de calor, permitindo o entendimento da distribuição de temperatura em componentes sólidos. A maior deficiência consiste na dependência de dados experimentais para a requerida calibração.

Finalmente, existem modelos baseados totalmente na formulação diferencial, resolvendo a condução tridimensional em componentes sólidos e o escoamento nos sistemas de sucção e de descarga (Chikurde *et al.*, 2002; Birari *et al.*, 2006; Abidin *et al.*; 2006), geralmente produzindo resultados em concordância com dados experimentais. Esse tipo de método de solução fornece grande flexibilidade para a alteração geométrica do compressor, uma vez que

os domínios de regiões sólidas e de fluido são completamente resolvidos, sem a prescrição de coeficientes de troca. No entanto, o custo computacional é elevado e proibitivo para fins de otimização de projeto. Além disto, alguns fenômenos no interior do compressor, tais como o escoamento de óleo lubrificante, são difíceis de serem descritos até mesmo por esta classe de modelo.

O presente artigo apresenta a aplicação de um modelo de simulação térmica desenvolvido para prever a temperatura em diferentes componentes do compressor. Com este objetivo, a equação da conservação da energia é aplicada e resolvida numericamente em 59 elementos geométricos simplificados do compressor, com o emprego de um circuito térmico equivalente e correlações de troca de calor disponíveis na literatura. Resultados são obtidos para a temperatura e o fluxo de calor em cada um dos componentes, permitindo a quantificação de parâmetros de eficiência global do compressor, tais como consumo de energia.

2 GEOMETRIA DO COMPRESSOR E OUTROS PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO

Um compressor de refrigeração doméstica, operando com o fluido refrigerante R134a, foi adotado para o presente estudo. Um motor elétrico fornece a energia necessária no eixo que aciona o mecanismo de compressão e a bomba de óleo lubrificante, responsável por levar óleo para as partes móveis do compressor. O motor opera em 60Hz, com uma potência elétrica aproximada de 150 W. A pressão de sucção é da ordem de 0,1MPa e a pressão de descarga de 1MPa e o escoamento está associado a uma vazão de 5,9 kg/h.

Em um sistema de refrigeração por compressão de vapor, o fluido refrigerante vindo do evaporador entra inicialmente no compressor através do filtro acústico (*muffler*) de sucção e então é admitido na câmara de compressão. Após ser comprimido, o fluido é direcionado para a câmara de descarga, a qual é conectada a volumes com a função de ressonadores de Helmholtz para a diminuição da pulsação de pressão do escoamento. Finalmente, o fluido escoou através do tubo *bundy* e sai do compressor em direção ao condensador.

Do ponto de vista da transferência de calor, é importante observar que o fluido refrigerante entra no compressor com temperatura baixa e absorve calor até ser admitido na câmara de compressão. Após a compressão, a temperatura do fluido é maior do que em qualquer outro ponto do sistema e, assim, transfere calor para os componentes internos do compressor ao longo de seu trajeto até a saída. Além de sua função de lubrificante, o óleo também tem um papel importante na redução dos níveis de temperatura nos diversos componentes do compressor. Ao passar pelo eixo e sobre os componentes, absorve calor e o rejeita na carcaça. Além da própria câmara de compressão, o motor elétrico e os mancais são fontes relevantes de calor.

Considerando a geometria complexa do compressor, no presente estudo adotou-se uma geometria simplificada para o modelo de simulação térmica e empregaram-se correlações de transferência de calor disponíveis na literatura. Apesar dessa alteração na geometria dos componentes, parâmetros de área superficial, volume e comprimento característico foram mantidos no cálculo da transferência de calor.

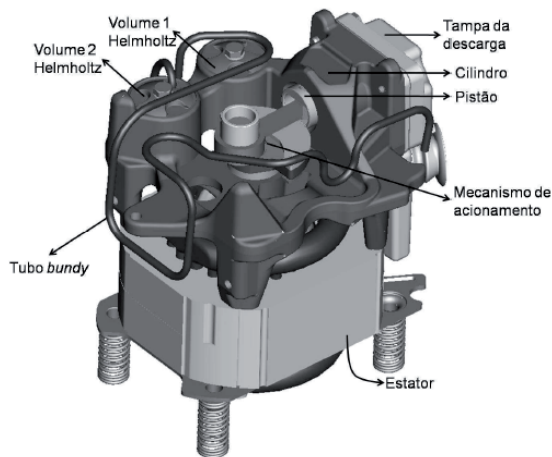


Figura 1: Vista isométrica do compressor.

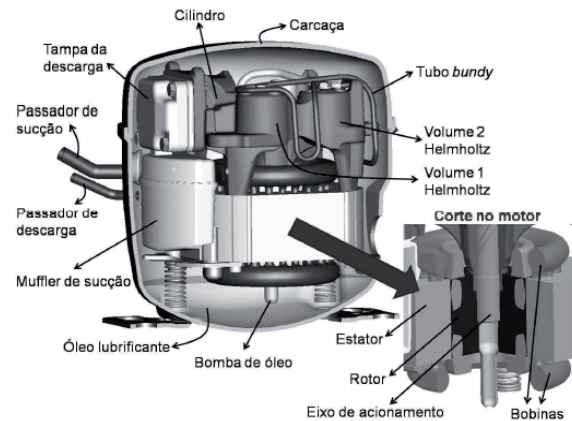


Figura 2: Vista em corte do motor elétrico.

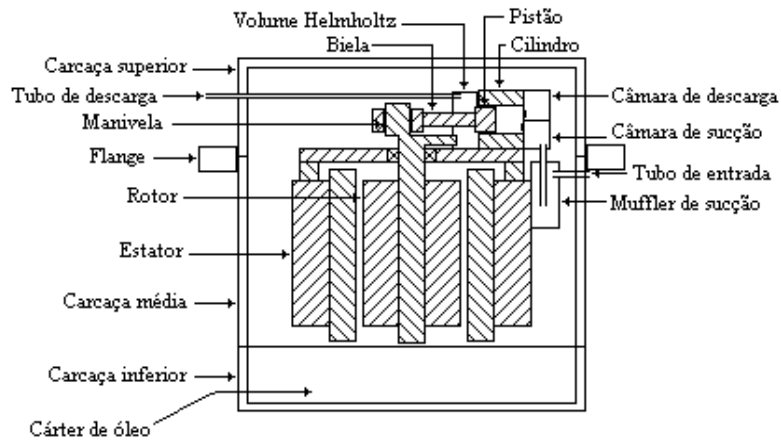


Figura 3: Modelos simplificados dos componentes do compressor.

3 MODELO MATEMÁTICO

Para qualquer elemento i , a equação da energia pode ser escrita da seguinte forma:

$$S_i + \left(\sum_{k=1}^n \dot{m}_{k,i} h_{k,i} \right)_{in} = \left(\sum_{j=1}^n \dot{m}_{j,i} h_{j,i} \right)_{out} + \sum_{k=1}^n Q_{k,i} \quad (1)$$

em que S_i é o calor gerado dentro do elemento, $\left(\sum_{k=1}^n \dot{m}_{k,i} h_{k,i} \right)_{in}$ é a taxa de entrada de entalpia no elemento, $\left(\sum_{j=1}^n \dot{m}_{j,i} h_{j,i} \right)_{out}$ é a taxa de saída de entalpia no elemento e $\sum_{k=1}^n Q_{k,i}$ é a transferência de calor do elemento para o ambiente. A transferência de calor $Q_{k,i}$ é modelada por

$$Q_{k,i} = H_{k,i,j} (T_i - T_j) \quad (2)$$

em que $H_{k,i,j}$ é a condutância térmica entre os elementos i e j . Essa condutância térmica representa os mecanismos de troca de calor por convecção, radiação e condução e será discutida na próxima seção. Na Eq. (2), a transferência de calor do elemento i para o ambiente ou outro elemento j é considerada positiva e vice-versa. Além disto, geração de energia térmica por atrito nos mancais, perda ôhmica e no processo de compressão, também é considerada positiva. A advecção através das fronteiras do elemento pode ser modelada de diferentes modos (Patankar, 1980), mas o esquema exponencial foi selecionado para o presente modelo.

3.1 Modelagem das condutâncias térmicas

Dentro da carcaça do compressor, os principais modos de transferência de calor são condução e convecção. De fato, a condutância térmica devida à convecção forçada é uma ordem de grandeza maior do que aquela da radiação térmica, enquanto que a condutância térmica de condução é duas ordens de grandeza maior do que a de radiação. Por outro lado, na transferência de calor entre o compressor e o ambiente externo, a convecção e a radiação têm a mesma ordem de grandeza e, desta forma, ambas são consideradas.

As condutâncias térmicas de condução e convecção são expressas na forma das Eqs. (3) e (4), respectivamente.

$$H_{k,i,j} = \frac{k_i A_i}{\Delta x_i} \quad (3)$$

$$H_{k,i,j} = h_i A_i \quad (4)$$

A radiação térmica foi assumida como sendo a troca de calor entre uma pequena superfície e um invólucro muito maior. Assim, a condutância térmica radiativa pode ser expressa por

$$H_{i,\infty} = A_i \varepsilon \sigma (T_i + T_\infty)(T_i^2 + T_\infty^2) \quad (5)$$

Em situações em que há dois ou mais modos de transferência de calor entre elementos, as condutâncias podem ser convertidas em uma única condutância, em analogia aos sistemas elétricos.

3.2 Coeficientes de troca de calor

As geometrias dos elementos representando os componentes do compressor foram simplificadas para geometrias na forma de tubos retos, cilindros, discos ou placas planas, de forma que coeficientes de troca de calor condutiva e convectiva pudessem ser obtidos de correlações disponíveis na literatura. Os comprimentos característicos necessários nessas correlações foram escolhidos como o comprimento do elemento na direção do fluxo ou a dimensão correspondente à seção transversal do escoamento. A velocidade característica do escoamento local é o parâmetro mais difícil de estimar, pois há poucos dados experimentais sobre o mesmo no interior da carcaça do compressor. Assim, considerou-se que essa velocidade é uma fração da velocidade do eixo do motor. Portanto, quanto mais próximo um elemento estiver posicionado do eixo, maior torna-se essa fração. Para o escoamento no interior dos dutos do sistema de sucção e de descarga, a velocidade foi calculada com base no escoamento mássico e densidade do fluido.

a) Superfícies planas em geral: a maioria dos coeficientes de troca de calor foi modelada

como escoamento turbulento forçado sobre uma placa plana, com especial cuidado para a escolha do comprimento característico e velocidade de fluxo.

$$h_{i,j} = 0,037 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,33} k / L_c \quad (6)$$

b) Tubo bundy, fluxo externo: esse é o caso de fluxo externo sobre um tubo, perpendicular ao eixo do tubo.

$$h_{i,j} = \frac{[0,3+0,62 \text{Re}^{0,5} \text{Pr}^{0,33}] k / L_c}{[1+(0,4/\text{Pr})^{0,66}]^{0,25} [1+(\text{Re}/282000)^{5/8}]^{0,8}} \quad (7)$$

c) Tubo bundy, fluxo interno: a transferência de calor foi modelada como um fluxo através de um tubo circular, com parede de temperatura constante, e a temperatura do gás foi calculada no final do correspondente elemento sólido.

$$h_{i,j} = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,33} k / L_c \quad (8)$$

A variação de temperatura do fluxo entre a entrada e saída de cada segmento pode ser avaliada de

$$T_2 = (T_1 - T_w) e^{-AL_{1-2}} + T_w \quad (9)$$

onde $A = (h\pi D)/(\dot{m}c_p)$, T_2 é a temperatura do fluido ao final do segmento, T_1 é a temperatura do fluido no início do segmento, T_w é a temperatura da parede do tubo, h é o coeficiente de transferência de calor entre o fluido e o tubo, D é o diâmetro interno do tubo, L_{1-2} é o comprimento do tubo, \dot{m} é a vazão mássica de fluido e c_p é a capacidade térmica do fluido.

O calor trocado entre o gás e a parede do tubo foi modelado através da variação de entalpia do fluido:

$$q = \dot{m}c_p(T_1 - T_2) \quad (10)$$

O tubo bundy foi dividido em três partes de igual comprimento a fim de levar em consideração os gradientes de temperatura no tubo.

c) Muffler, câmara de sucção, câmara de descarga e volumes Helmholtz: esses coeficientes foram modelados como fluxo através de um tubo retangular de temperatura constante. No entanto, como o escoamento se dá em jatos, o número de Reynolds foi multiplicado por cinco, ou seja,

$$h_{i,j} = 0,023(5\text{Re})^{0,8} \text{Pr}^{0,33} k / L_c \quad (11)$$

Nesse modelo, a câmara de sucção é uma câmara simples, mas no compressor testado experimentalmente há uma extensão do muffler que direciona o escoamento até a válvula de sucção, de forma que as velocidades na câmara de sucção são menores e, assim o coeficiente

utilizado é aquele indicado na Eq. (8).

e) Superfície externa da carcaça: A bancada experimental utilizada para obtenção dos resultados necessários para a validação do modelo utiliza um ventilador com difusor para manter constante a temperatura do ambiente onde o compressor é colocado para teste. Assim o campo de velocidade em torno da carcaça se deve à convecção forçada, sendo modelada pela Eq. (8). No entanto, como os coeficientes de troca de calor são relativamente pequenos, torna-se necessário levar em consideração também a transferência de calor por radiação, conforme Eq. (12). O coeficiente de transferência de calor efetivo entre a carcaça e o ambiente é a soma dos dois coeficientes.

$$h_{r,i,\infty} = \varepsilon\sigma(T_i + T_\infty)(T_i^2 + T_\infty^2) \quad (12)$$

f) Região entre o estator e o muffler de sucção: o muffler de sucção é separado do estator por apenas 2 mm, assim a velocidade de fluxo nessa região é muito pequena. A transferência de calor entre as duas superfícies foi assumida como sendo por difusão através do gás, i.e.

$$h_{i,j} = k / L_c \quad (13)$$

Além disto, a transferência de calor por radiação adicionada através da Eq. (12).

3.3 Modelagem do fluxo de calor no óleo

O óleo tem um importante papel na transferência de calor no compressor, sendo levado a diferentes regiões do compressor pela ação de uma bomba de ação centrífuga que faz parte do eixo motor. Depois de ser bombeado e espalhado sobre a carcaça e componentes internos do compressor, o óleo volta ao cárter posicionado no fundo do compressor, conforme indicado na Fig. 4.

O óleo possui uma capacidade calorífica muito maior do que a do gás refrigerante, de forma que a sua presença é sempre influente no fluxo de calor. Após sair do eixo, o óleo se separa em duas correntes; grande parte (80%) vai diretamente para a carcaça superior e a parte restante acaba escoando sobre o bloco do cilindro e do tubo bundy. Finalmente, todo o óleo retorna ao cárter, rejeitando calor à superfície inferior da carcaça. O fluxo de calor é avaliado no cárter e no eixo, bem como separadamente em cada um dos trajetos separados que o óleo segue desde a saída da bomba até retornar ao cárter (Fig. 5).

O escoamento de óleo remove calor do eixo, bloco do cilindro e tubo bundy e o rejeita na superfície superior e lateral da carcaça e no cárter, contribuindo para a redução das temperaturas no bloco do compressor. A transferência de calor devido ao escoamento de óleo foi modelada como um escoamento sobre parede com temperatura constante, sendo que a condição de escoamento laminar forçado foi assumida para avaliar o coeficiente de troca de calor:

$$h_{i,j} = 0,664 \text{Re}^{0,5} \text{Pr}^{0,33} k / L_c \quad (14)$$

O coeficiente de transferência de calor entre o óleo e o eixo foi calculado como segue:

$$h_{i,j} = \left(\frac{0,32 + 3d/D}{0,86 - 0,8d/D} \right) \text{Re}^{0,5} \text{Pr}^{0,33} (d/D)^{0,14+0,8d/D} k/L_c \quad (15)$$

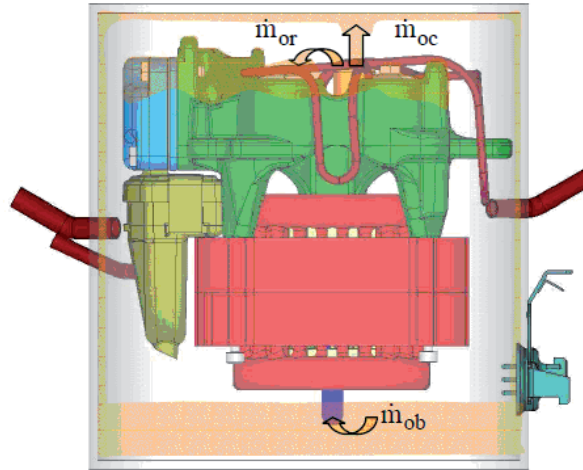


Figura 4: Representação esquemática dos componentes do compressor.

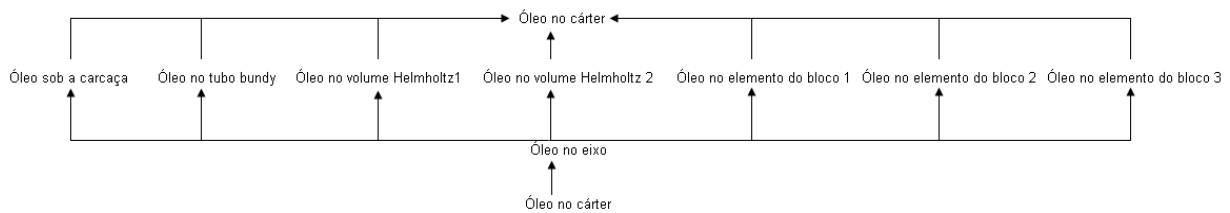


Figura 5: Diagrama do fluxo do óleo no trajeto entre a saída e o retorno ao cárter.

3.4 Modelagem da compressão transiente

A compressão do gás no interior do cilindro foi modelada como um processo adiabático. Além disto, as válvulas foram consideradas ideais, de forma que o processo de sucção ocorre com a pressão no cilindro igual à pressão na linha de sucção. De modo similar, o processo de descarga ocorre à pressão constante assim que a pressão da linha de descarga é atingida.

A razão entre calores específicos, usada para definir os processos de compressão e expansão isentrópicos, bem como a viscosidade e a condutividade térmica do gás variam significativamente durante o ciclo de compressão e, assim, são recalculadas a cada passo de tempo do procedimento iterativo.

Com o estado termodinâmico do gás determinado ao longo do ciclo de compressão, a transferência de calor entre o gás e o cilindro pode ser calculada utilizando o coeficiente de transferência de calor proposto por Annand (1970):

$$h_{i,j} = 0,26 \text{Re}^{0,75} k/D \quad (16)$$

Nesse caso específico, é razoável calcular a transferência de calor baseado na compressão adiabática porque a taxa de energia recebida pelo gás através do trabalho de compressão é uma ordem de grandeza maior do que a transferência de calor. Deste modo, a temperatura dentro da câmara de compressão é determinada principalmente pelo processo de compressão.

O calor trocado pelo gás durante o ciclo de compressão é então modelado como uma fonte de calor no cilindro. A temperatura do gás de descarga, T_d , é determinada como a temperatura de descarga do processo de compressão adiabática, T_d^* , corrigida através do calor trocado durante a compressão, q :

$$T_d = T_d^* - q/(\dot{m}c_p) \quad (17)$$

Na equação acima, \dot{m} é a vazão mássica de fluido refrigerante e c_p é o calor específico à pressão constante do fluido refrigerante para o estado termodinâmico do gás na descarga.

3.5 Geração de calor

A diferença de temperatura entre os diversos elementos é determinada por fontes de calor no interior do compressor e pelos mecanismos de troca de calor já discutidos. A energia necessária para comprimir o gás é fornecida pelo eixo de acionamento motor, mas há perdas mecânicas nos mancais formados no eixo, na manivela e entre o pistão e o cilindro. O trabalho final entregue ao gás pode ser determinado da simulação de compressão adiabática. Por outro lado, correlações de eficiência mecânica permitem avaliar o calor gerado pelo atrito nos mancais, comumente denominadas perdas mecânicas. O motor elétrico também gera calor devido a diferentes tipos de perdas, podendo ser determinado de dados experimentais.

Conhecendo-se o trabalho entregue ao gás na câmara de compressão e as perdas do sistema elétrico e mecânico, a potência elétrica consumida pelo compressor pode ser calculada. O calor trocado pelo gás durante a compressão é modelado como uma fonte de calor no cilindro, como já explicado.

4 RESULTADOS

O sistema de equações derivado da aplicação da equação da energia em cada elemento é resolvido de maneira iterativa. Por outro lado, o ciclo transiente de compressão do gás no interior do cilindro foi modelado por um sistema de equações separado, o qual se comunica com o sistema de equações que avalia a transferência de calor. O campo de temperaturas resultante da solução desses dois sistemas de equações é validado através de comparações com dados experimentais obtidos por Dutra (2008). Três condições foram examinadas:

- a) Condição A: $p_s = 114,8$ kPa ($T_{\text{evap}} = -23,3^\circ\text{C}$), $T_s = 33,9^\circ\text{C}$, $p_d = 1033,6$ kPa ($T_{\text{cond}} = 40,5^\circ\text{C}$), $T_{\text{amb}} = 32^\circ\text{C}$.
- b) Condição B (condição A, mas com fluxo de óleo desviado).
- c) Condição C: $p_s = 200,4$ kPa ($T_{\text{evap}} = -10^\circ\text{C}$), $T_s = 34,6^\circ\text{C}$, $p_d = 3233,6$ kPa ($T_{\text{cond}} = 90^\circ\text{C}$), $T_{\text{amb}} = 32^\circ\text{C}$.

Em que T_{evap} é a temperatura de evaporação no evaporador e T_{cond} é a temperatura de condensação no condensador.

4.1 Resultados para a condição A

A vazão mássica medida por Dutra (2008) para a condição A é igual a 5,9 kg/h. Como o modelo de compressão aqui adotado é baseado em uma compressão adiabática com válvulas ideais, a folga no cilindro foi ajustada de 82 μm , conforme especificação do fabricante, para 730 μm .

Tabela 1: Resultados de temperatura em diferentes elementos do compressor.

Elemento		Elemento	
1	Ambiente externo	29	Contra-peso
2	Carcaça inferior	31	Biela
3	Carcaça média	32	Pistão
4	Flange	33	Cilindro
5	Carcaça superior	34	Gás na descarga
6	Gás na região média	35	Câmara de sucção
7	Gás na região superior	36	Câmara de descarga
8	Óleo no cárter	37	Gás câmara descarga
9	Óleo no eixo	38	Gás câmara sucção
10	Óleo sob a carcaça sup.	39	Volume Helmholtz 1
11	Óleo no tubo bundy	40	Volume Helmholtz 2
12	Óleo vol. Helmholtz 1	41	Gás no Helmholtz 1
13	Óleo vol. Helmholtz 2	42	Gás no Helmholtz 2
14	Óleo elemento bloco 1	43	Tubo bundy (seção 1)
15	Óleo elemento bloco 2	44	Tubo bundy (seção 2)
16	Óleo elemento bloco 3	45	Tubo bundy (seção 3)
17	Admissão de gás	46	Gás no tubo bundy 1
18	Tubo de muffler 1	47	Gás no tubo bundy 2
19	Câmara do muffler	48	Gás no tubo bundy 3
20	Tubo de muffler 2	49	Elemento do bloco 1
21	Gás dentro do tubo 1	50	Elemento do bloco 2
22	Gás dentro da câmara	51	Elemento do bloco 3
23	Gás dentro do tubo 2	53	Aleta 2
24	Elemento ferro estator	55	Aleta 4
25	Elemento cobre estator	57	Aleta 6
26	Rotor	58	Mancal
27	Eixo	59	Gás dentro do cilindro
28	Gás entre rotor/estator		

As variações da pressão e da temperatura em função do volume interno do cilindro são mostradas na Fig. 6, na forma de diagramas p-V e T-V. Em função das hipóteses adotadas na formulação do modelo, as curvas de pressão e de temperatura são resultados de processos de sucção e de compressão isentrópicos. Quando a pressão de descarga ou de sucção é alcançada, os valores de pressão e temperatura são mantidos constantes. A linha vermelha indicada na Fig. 6(b) representa a temperatura da parede interna do cilindro, obtida através da simulação do modelo de transferência de calor.

A vazão mássica, \dot{m} , pode ser calculada a partir da frequência de operação do compressor, f , da densidade do gás ρ durante o processo de sucção, ou descarga, da variação do volume cilindro no processo, ΔV :

$$\dot{m} = \rho \Delta V f \quad (18)$$

Pela equação da continuidade, a massa que é admitida ao cilindro durante o processo de sucção é igual à vazão que é rejeitada durante a descarga.

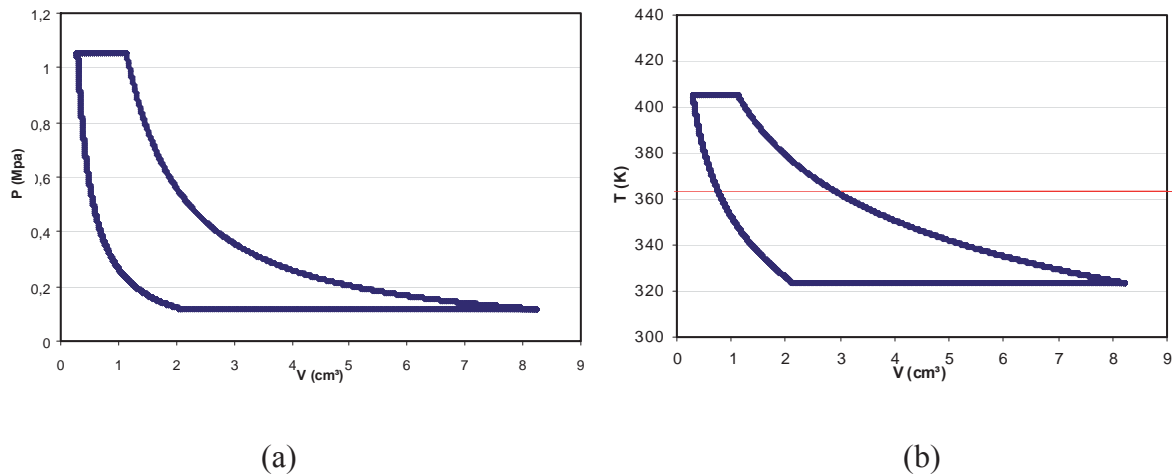


Figura 6: Diagramas p-V e T-V para a condição de operação A.

O calor trocado pelo gás no interior do cilindro é ilustrado na Fig. 7 em função do ângulo de manivela para condição A. Na Fig. 7, a linha vermelha é o calor trocado durante os processos de compressão e de descarga, enquanto que a linha azul indica o calor trocado durante os processos de expansão e de sucção. A transferência de calor entre o gás e o cilindro é uma função direta da diferença de temperatura entre o gás e o cilindro. Portanto, no início do processo de expansão calor é rejeitado pelo gás ao cilindro e, quando a temperatura do gás cai abaixo da temperatura do cilindro devido à sua expansão, o calor passa a ser transferido da parede do cilindro ao gás. De forma similar, inicialmente ocorre absorção de calor pelo gás no processo de compressão e eventualmente a temperatura do gás ultrapassa a temperatura do cilindro e o gás passa a rejeitar calor para as paredes do cilindro. Desta forma, o formato da curva na Fig. 7 é um resultado de variações na temperatura do fluido, nas propriedades do gás e também na área disponível para transferência de calor, a qual muda com a posição do pistão.

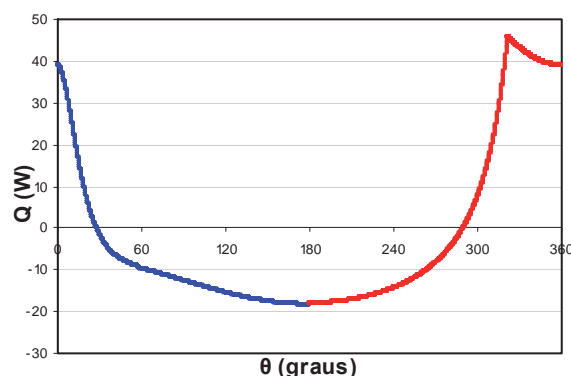


Figura 7: Calor trocado pelo gás no cilindro em função do ângulo de manivela; condição de operação A.

Durante o ciclo de compressão, o gás absorve mais calor do que rejeita, fazendo com que o cilindro seja resfriado. Isso ocorre porque o gás é admitido com uma temperatura consideravelmente menor do que a temperatura do cilindro. As outras fontes de calor dentro

do compressor, tais como perdas elétricas e mecânicas e o gás de descarga, contribuem para a elevação da temperatura do cilindro. A câmara de descarga, em particular, é o elemento sólido com a maior temperatura e está em contato direto com o cilindro.

A Fig. 8(a) apresenta as previsões numéricas para as temperaturas do gás no sistema de sucção, nas regiões do tubo 1 (elemento 21), volume intermediário (elemento 22), tubo 2 (elemento 23) e câmara de sucção (elemento 38). O gás refrigerante entra no compressor a 33,9°C pelo passador de sucção (elemento 17). Observa-se que os tubos 1 e 2 não afetam de forma significativa a temperatura do gás e, em uma análise posterior, poderiam ser removidos do modelo. De fato, apenas a troca de calor no interior do volume intermediário e na câmara de sucção são relevantes.

Esse aquecimento do gás refrigerante no sistema de sucção é muito importante porque impacta a eficiência volumétrica do compressor: quanto menor a temperatura está o gás, maior sua massa específica e mais massa é succionada durante o ciclo de compressão. Isso se torna claro observando a equação citada acima.

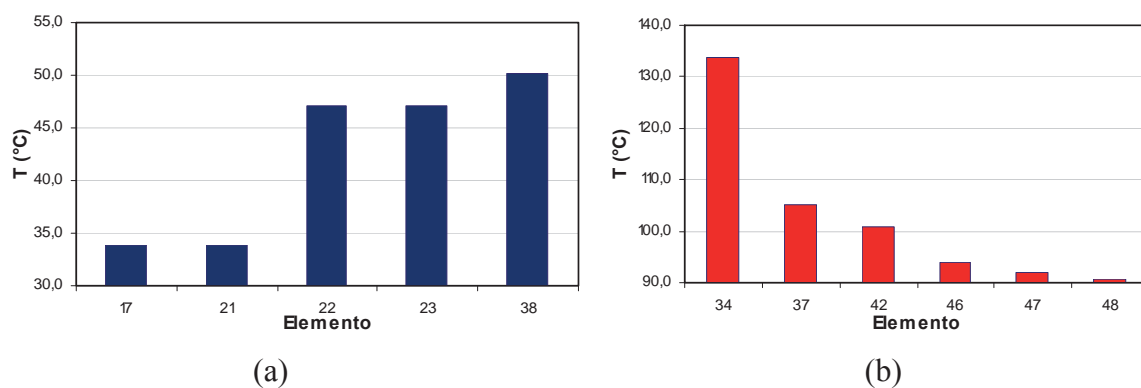


Figura 8: Temperatura do gás no sistema de sucção (a) e no sistema de descarga (b); condição de operação A.

Ao sair pela válvula de descarga, o gás possui níveis elevados de temperatura e velocidade, dado o pequeno tempo em que o processo de descarga ocorre. Como pode ser verificado através das estimativas de temperatura no sistema de descarga (Fig. 8(b)), ocorre uma queda de temperatura expressiva entre a saída da válvula de descarga (elemento 34) e a saída da câmara de descarga (elemento 37). Em seguida o gás troca calor com os volumes Helmholtz (elementos 42) e então passa pelo tubo bundy (elementos 46, 47 e 48). A variação total de entalpia do gás refrigerante entre a válvula de descarga e a saída do tubo bundy é uma das principais fontes de calor no interior do compressor.

O óleo escoava inicialmente desde o cárter e internamente no eixo, trocando calor com cada um desses componentes. Então o fluxo de óleo é subdividido em correntes que se separam e trocam calor com componentes distintos, unindo-se novamente em um elemento que caracteriza a temperatura de retorno do óleo. A temperatura de retorno do óleo é uma média das temperaturas das diferentes correntes elementos, ponderadas pela vazão mássica de cada corrente. O óleo absorve calor do eixo, dos componentes do bloco e do tubo bundy, os quais são os componentes de temperatura mais elevada, e rejeita calor para as superfícies superior, lateral e inferior da carcaça.

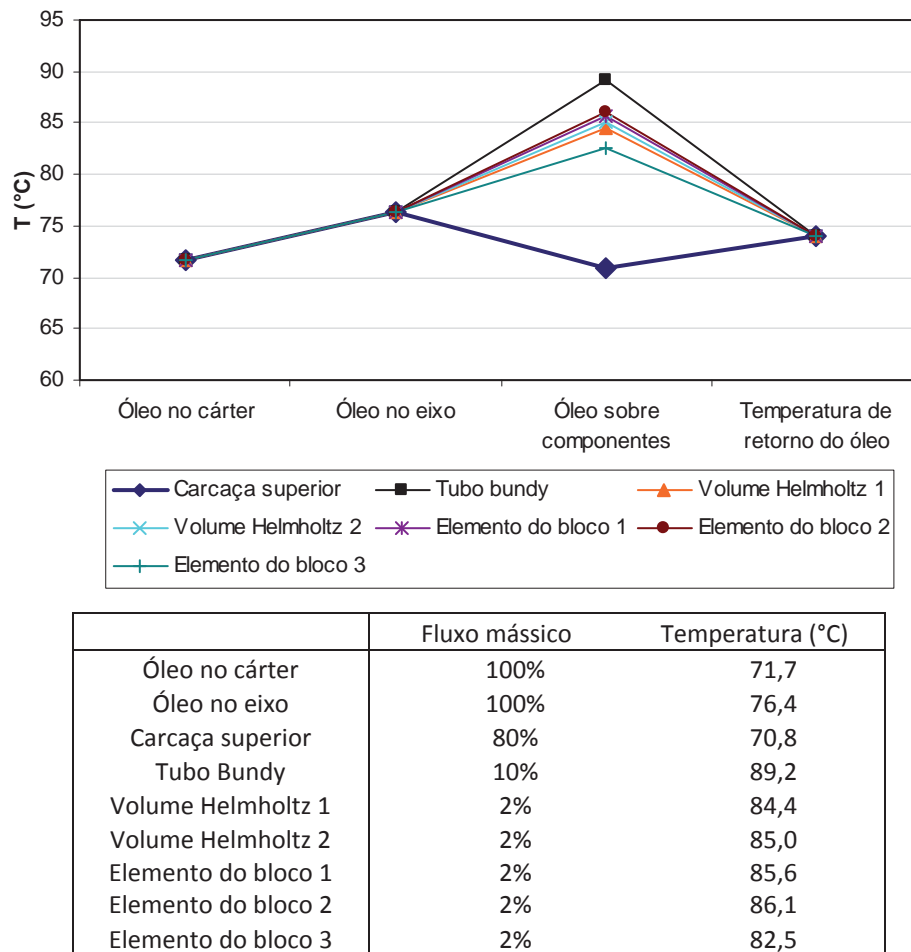


Figura 9: Temperatura do óleo ao longo do seu percurso de bombeamento; condição de operação A.

A Fig. 10 apresenta os desvios absolutos entre as previsões de temperatura nos vários elementos em relação às medições de Dutra (2008). Percebe-se claramente que todos os elementos apresentam um desvio aceitável em relação aos dados experimentais, com exceção da temperatura do óleo no cárter (elemento 8). Isto pode ser explicado pelo fato de que a temperatura do óleo foi medida junto ao fundo do cárter, enquanto que a temperatura obtida do modelo corresponde à temperatura média com que o óleo é admitido no eixo. Como a velocidade de escoamento do óleo no cárter é pequena, o óleo quente se situa na parte superior do cárter. A região inferior do óleo no cárter troca calor com a carcaça, esperando-se assim um gradiente de temperatura entre o topo e a base da camada de óleo.

4.2 Resultados para as condições B e C

Dutra (2008) investigou o bloqueamento de óleo que sai da bomba e incide sobre a superfície superior da carcaça, forçando o mesmo a escoar totalmente sobre bloco do compressor. O aparato usado para bloquear o fluxo de óleo cobria também a manivela, biela e volante, de modo que velocidades menores são esperadas para o gás no interior do compressor. Assim, no modelo desenvolvido, as velocidades que aparecem nas correlações de transferência de calor na parte superior do compressor foram reduzidas pela metade.

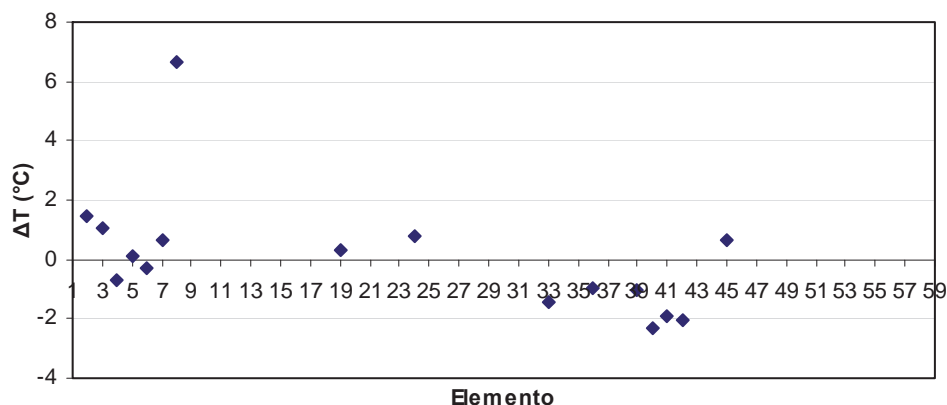


Figura 10: Desvios absolutos das previsões numéricas em relação às medições; condição de operação A.

O presente modelo demonstra que o fluxo de óleo desviado e velocidades convectivas menores originam temperaturas mais elevadas do bloco do compressor, evidenciando a importância desses fenômenos no gerenciamento térmico do compressor. As temperaturas do fluxo de óleo subiram em torno de 15°C , pois a temperatura do bloco aumentou e o óleo está impedido de trocar calor com a carcaça superior. Além disto, o gás ao longo do sistema de descarga sofreu uma perda menor de entalpia em relação à simulação com fluxo de óleo normal, devido às maiores temperaturas do bloco e do óleo. O maior fluxo de entalpia para fora do compressor é um indicativo de que o calor rejeitado pela carcaça do compressor seja menor nessa situação, como será mostrado adiante.

Os dados experimentais para esta condição foram obtidos somente para 8 elementos, mas pode-se concluir da Fig. 11 que os resultados numéricos concordam bem com as medições, com exceção da temperatura do óleo no cárter, pelos mesmos motivos explicados para a condição de operação A.

A condição de operação C opera com pressões de sucção e de descarga maiores, de forma que o compressor consome uma maior potência elétrica e, conseqüentemente, apresenta temperaturas maiores em seu interior. A maior razão entre os valores de pressão de descarga e sucção também leva a maiores temperaturas de descarga. De fato, as temperaturas nos elementos do sistema de descarga são as que mais subiram nessa condição de operação, com um aumento de 50°C na temperatura de descarga. A variação de entalpia do gás entre a câmara de descarga e a saída do compressor também é maior. Da mesma forma, temperaturas mais elevadas resultaram para as diferentes correntes de óleo. Devido às altas temperaturas, o gás refrigerante absorve mais calor ao longo do sistema de sucção, reduzindo a eficiência volumétrica.

Essa condição de operação apresentou erros absolutos de temperatura maiores do que na condição A (Fig. 12), um resultado esperado visto que a transferência de calor do compressor é 76% maior na condição C. Deve ser mencionado que não houve medição da temperatura do óleo no cárter para essa condição.

O calor rejeitado através da carcaça do compressor pôde ser avaliado experimentalmente a partir de um balanço de energia entre a potência consumida e a taxa de variação de entalpia do fluido. No modelo numérico, a potência consumida é calculada a partir do trabalho realizado pelo pistão para comprimir o gás, dividido pelas eficiências elétrica e mecânica. Um valor de 87% foi utilizado para cada uma dessas eficiências, com uma eficiência total de 75,7%. Conforme se pode verificar na Tabela 2, as previsões para o consumo de energia do compressor e para o calor trocado pela carcaça estão em boa concordância com os dados

experimentais.

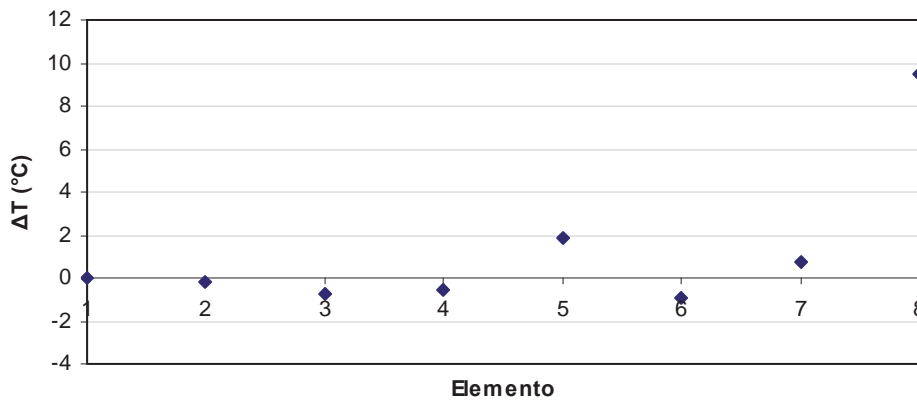


Figura 11: Desvios absolutos das previsões numéricas em relação às medições; condição de operação B.

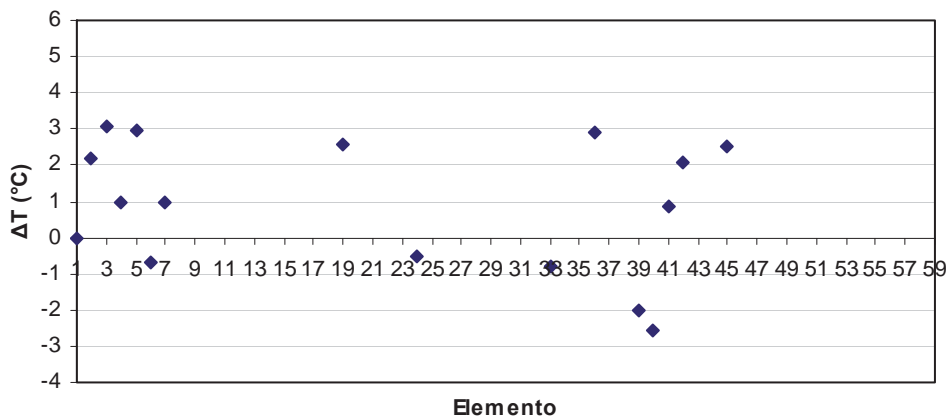


Figura 12: Desvios absolutos das previsões numéricas em relação às medições; condição de operação B.

Tabela 2: Resultados numéricos e experimentais de potência consumida e calor rejeitado pelo compressor.

Potência consumida	Previsão numérica	Medição experimental	Desvio	Calor rejeitado	Previsão numérica	Medição experimental	Desvio
Condição A	146,5	152,0	3,6%	Condição A	83,6	87,1	4,0%
Condição B	146,5	152,0	3,6%	Condição B	76,4	78,0	2,0%
Condição C	251,0	263,5	4,7%	Condição C	147,3	156,3	5,8%

5 CONCLUSÕES

A distribuição de temperatura em compressores afeta parâmetros importantes de desempenho, tais como eficiência volumétrica, lubrificação e confiabilidade. No entanto, a análise da transferência de calor nesse tipo de aplicação é uma tarefa complexa, sendo afetada por diversos fenômenos que interagem entre si. Este artigo apresentou os resultados de um modelo desenvolvido a partir da equação da conservação da energia em 59 elementos geométricos simplificados de um compressor, com o emprego de um circuito térmico equivalente e correlações de troca de calor disponíveis na literatura. Assumiu-se o regime plenamente cíclico do compressor e os processos de compressão e de transferência de calor

foram resolvidos de forma acoplada. Resultados foram obtidos para a temperatura e o fluxo de calor em cada um dos componentes, permitindo a quantificação de parâmetros de eficiência global do compressor. A modelagem da transferência de calor no interior do compressor permite a compreensão de parâmetros sobre a eficiência do compressor, tais como o isolamento térmico do tubo bundy e do muffler.

Agradecimentos

O presente estudo foi desenvolvido como parte de um acordo de cooperação técnico-científica entre Universidade Federal de Santa Catarina e EMBRACO, contando com o apoio do CNPq através do processo 573581/2008-8 (Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia em Refrigeração e Termofísica).

REFERÊNCIAS

- Abidin, Z., Almbauer, R.A., Burgstaller, A., Nagy, D., 2006, Domain Decomposition Method for 3-Dimensional Simulation of the Piston Cylinder Section of a Hermetic Reciprocating Compressor, *Proc. Int. Compressor Engrg. Conf. at Purdue*, Paper C078.
- Almbauer, R.A., Burgstaller, A., Abidin, Z., Nagy, D., 2006, 3-Dimensional Simulation for Obtaining the Heat Transfer Correlations of a Thermal Network Calculation for a Hermetic Reciprocating Compressor, *Proc. Int. Compressor Engrg. Conf. at Purdue*, Paper C079.
- Annand, W.J.D., and Ma, T.H. Instantaneous heat transfer rates to the cylinder head surface of a small compression-ignition engine. *Proceedings Institution of Mechanical Engineers*, 185:976-987, 1970.
- Birari, Y.V, Gosavi, S.S, Jorwekar, P.P, 2006, Use of CFD in Design and Development of R404a Reciprocating Compressor, *Proc. Int. Compressor Engrg. Conf. at Purdue*, Paper C072.
- Chikurde, R. C., Loganathan, E., Dandekar, D. P., Manivasagam, S., 2002, Thermal Mapping of Hermetically Sealed Compressors Using Computational Fluid Dynamics Technique, *Proc. Int. Compressor Engrg. Conf. at Purdue*, Paper No. C6-4.
- Dutra, T., 2008, Heat Flux Measurements in Reciprocating Compressors, M.Eng. Diss., Federal University of Santa Catarina (in Portuguese).
- Ooi, K.T., 2003, Heat Transfer Study of a Hermetic Refrigeration Compressor, *Applied Thermal Engineering*, v.23 pp. 1931–1945.
- Patankar, S.V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, 1980.
- Pizarro-Recabarren, R.A. *Influência do óleo lubrificante na transferência de calor em um compressor hermético alternativo*. Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.
- Ribas Jr., F.A., 2007, Thermal Analysis of Reciprocating Compressors, *Proc. Int. Conf. on Compressors and Their Systems*, London, pp. 277-287.
- Shiva Prasad, B.G., 1998, Heat Transfer in Reciprocating Compressors - A Review, *Proc. Int. Compressor Engrg. Conf. at Purdue*, pp. 857-863.
- Sim, Y.H., Youn, Y., Min, M.K., 2000, A Study on Heat Transfer and Performance Analysis of Hermetic Reciprocating Compressors for Refrigerators, *Proc. Int. Compressor Engrg. Conf. at Purdue*, pp. 229-236.
- Todescat, M.L., Fagotti, F., Prata, A.T., Ferreira, R.T.S., Thermal Energy Analysis in Reciprocating Hermetic Compressors, *Proc. Int. Compressor Engrg. Conf. at Purdue*, pp. 1417-1428.