

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

***DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIAS DE SIMULAÇÃO PARA A ANÁLISE DE  
SOLUÇÕES DE GERENCIAMENTO TÉRMICO APLICADAS A COMPRESSORES  
ALTERNATIVOS DE REFRIGERAÇÃO***

Dissertação submetida à

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

para a obtenção do grau de

**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**JOÃO ERNESTO SCHREINER**

Florianópolis, Outubro de 2008.



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

***DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIAS DE SIMULAÇÃO PARA A ANÁLISE DE  
SOLUÇÕES DE GERENCIAMENTO TÉRMICO APLICADAS A COMPRESSORES  
ALTERNATIVOS DE REFRIGERAÇÃO***

**JOÃO ERNESTO SCHREINER**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

**MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Área de Concentração de Engenharia e Ciências Térmicas**

sendo aprovada em sua forma final.

---

Prof. César José Deschamps, Ph.D. - Orientador

---

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D. – Co-orientador

---

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. - Coordenador do Curso

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Antônio Fábio de Carvalho Silva, Dr. Eng. - Presidente

---

Prof. Júlio César Passos, Dr. Eng.

---

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Jr., Ph.D.



*"Quem tem imaginação, mas não tem conhecimento,  
tem asas, mas não tem pés."*

Joseph Joubert



*Para **Carmen e Luiz**, meus pais,  
pelo carinho e incentivo.*

*Para **Tati**,  
pela presença e amor.*



# *Agradecimentos*

A CAPES e a EMBRACO, pelo apoio financeiro dado ao trabalho;

Aos professores César José Deschamps e Jader Riso Barbosa Jr., por seus conselhos e amizade que, com certeza, transcendem este trabalho;

Aos membros da Banca Examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho;

Aos colegas do POLO Juliano, Pizarro, Thiago Dutra, Evandro, Alberto, André, Fabian, Paulo, Dalton e Antônio pelo apoio, pela paciência nas longas discussões e, principalmente, pela amizade incondicional ao longo deste trajeto trilhado de dificuldades e vitórias. Agradeço também aos colegas Diego, Jorge, Victor e André Vanini pelo suporte direto ao trabalho, o qual, sem o auxílio dos mesmos, não estaria completo;

A todos demais professores e integrantes do POLO pela companhia e ensinamentos;

Ao Eng. Celso Takemori, Eng. Fernando Ribas Jr. e Tiago da EMBRACO pelas informações disponibilizadas;

Ao corpo docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pelos conhecimentos transmitidos e esforço continuado na busca do saber;

A todos aqueles que ajudaram com palavras de apoio, conhecimentos repassados ou pequenos gestos que, com certeza, não passaram despercebidos.



# Sumário

<b>Sumário .....</b>	<b>ix</b>
<b>Resumo .....</b>	<b>xiv</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>xv</b>
<b>1. Introdução.....</b>	<b>1</b>
1.1. Sistema de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapores .....	2
1.2. Compressores Alternativos.....	7
1.3. Análise Térmica de Compressores .....	9
1.4. Geometria do Compressor Analisado.....	10
1.5. Objetivos Gerais do Trabalho.....	14
<b>2. Revisão Bibliográfica .....</b>	<b>15</b>
2.1. Transferência de Calor em Compressores de Refrigeração.....	16
2.2. Metodologias de Análise Térmica de Compressores .....	20
2.3. Síntese e Objetivos Específicos do Trabalho .....	30
<b>3. Metodologia Híbrida.....</b>	<b>33</b>
3.1. Considerações Iniciais .....	33
3.2. Formulação Global para a Câmara de Compressão .....	36
3.2.1. <i>Cinemática do Mecanismo de Acionamento e Relações Volumétricas da Câmara de Compressão .....</i>	<i>37</i>
3.2.2. <i>Dinâmica das Válvulas.....</i>	<i>38</i>
3.2.3. <i>Fluxos de Massa através das Fronteiras da Câmara de Compressão.....</i>	<i>39</i>
3.2.4. <i>Conservação de Massa Aplicada à Câmara de Compressão.....</i>	<i>42</i>
3.2.5. <i>Conservação da Energia Aplicada à Câmara de Compressão.....</i>	<i>44</i>
3.3. Formulação Global para as Câmaras Restantes do Compressor .....	48

3.4. Formulação Discreta para os Componentes Sólidos.....	51
3.4.1. <i>Condições de Contorno</i> .....	52
3.5. Procedimentos de Solução da Metodologia Híbrida.....	56
3.5.1. <i>Procedimento de Solução dos Modelos para a Câmara de Compressão</i> .....	57
3.5.2. <i>Metodologia de Solução do Modelo de Condutância Global para Câmaras</i> .....	60
3.5.3. <i>Procedimento de Solução da Metodologia Híbrida de Simulação Térmica</i> .....	62
<b>4. Metodologia de Fluxo Médio .....</b>	<b>65</b>
4.1. Formulação Global da Câmara de Compressão .....	65
4.2. Formulação Diferencial dos Demais Componentes do Compressor .....	66
4.2.1. <i>Equações de Transporte</i> .....	67
4.2.2. <i>Modelo de Turbulência (SST)</i> .....	69
4.2.3. <i>Condições de Contorno</i> .....	71
4.3. Metodologia de Solução e Acoplamento dos Modelos Global e Diferencial .....	74
4.3.1. <i>Procedimento de Solução dos Modelos para a Câmara de Compressão</i> .....	74
4.3.2. <i>Metodologia de Solução do Modelo Discreto para o Compressor</i> .....	74
4.3.3. <i>Acoplamento da Metodologia de Fluxo Médio</i> .....	76
<b>5. Validação e Comparação das Metodologias de Simulação Numérica .....</b>	<b>79</b>
5.1. Procedimentos e Resultados Experimentais .....	79
5.2. Calibração de Parâmetros Globais .....	83
5.2.1. <i>Coefficiente de Convecção Médio Externo</i> .....	84
5.2.2. <i>Áreas Efetivas de Escoamento em Válvulas</i> .....	85
5.2.3. <i>Perdas Mecânicas em Mancais</i> .....	86
5.3. Calibração da Metodologia Híbrida.....	87
5.4. Validação Experimental das Metodologias Numéricas .....	93
5.5. Considerações Finais.....	98

## **6. Modelos Matemáticos para Análise de Alternativas de Gerenciamento**

<b>Térmico.....</b>	<b>101</b>
6.1. Caso Base e Referência .....	101
6.2. Alterações Geométricas .....	107
6.2.1. <i>Sucção Direta</i> .....	108
6.2.2. <i>Descarga Externa</i> .....	110
6.3. Aletas Anulares .....	112
6.3.1. <i>Modelo Matemático</i> .....	112
6.3.2. <i>Otimização da Superfície Estendida</i> .....	116
6.3.3. <i>Incorporação à Metodologia Híbrida</i> .....	122
6.4. Injeção de Refrigerante Líquido em Câmaras .....	124
6.4.1. <i>Modelo Matemático</i> .....	124
6.5. Atomização de Refrigerante Líquido na Câmara de Compressão.....	127
6.5.1. <i>Considerações Iniciais</i> .....	128
6.5.2. <i>Indexação das Gotículas de Líquido</i> .....	129
6.5.3. <i>Modelo Termodinâmico para a Fase Líquida</i> .....	131
6.5.4. <i>Modelo de Transporte para a Interface Líquido/Gás</i> .....	134
6.5.5. <i>Modelo Termodinâmico para a Fase Vapor</i> .....	136
6.5.6. <i>Metodologia de Solução da Câmara de Compressão</i> .....	138
6.6. Parâmetros de Avaliação .....	142
6.6.1. <i>Coeficiente de Performance e Rendimentos Relacionados ao Consumo Elétrico</i> .....	142
6.6.2. <i>Rendimento Volumétrico</i> .....	143
6.6.3. <i>Sistema de Refrigeração Equivalente</i> .....	152
<b>7. Resultados .....</b>	<b>157</b>
7.1. Caso Base e Caso Referência .....	157
7.2. Aletas Anulares .....	162

7.3. Alterações Geométricas .....	167
7.4. Injeção de Líquido Refrigerante .....	170
7.4.1. Atomização de Líquido no Interior do Cilindro.....	173
7.5. Considerações Finais.....	177
<b>8. Conclusões .....</b>	<b>179</b>
8.1. Metodologias Numéricas .....	179
8.2. Gerenciamento Térmico do Compressor .....	181
<b>9. Referências Bibliográficas .....</b>	<b>183</b>
<b>Apêndice A - Equação da Conservação da Energia para um Volume de Controle Submetido a um Processo Reversível .....</b>	<b>187</b>
<b>Apêndice B - Parâmetros do Modelo de Turbulência SST .....</b>	<b>191</b>
<b>Apêndice C - Metodologia Numérica para Solução do Perfil de Temperatura de uma Gotícula Esférica.....</b>	<b>195</b>
C.1 Discretização da equação da energia aplicada a uma esfera sólida.....	196
C.2 Relações para malha com refino linear .....	198

# *Resumo*

Compressores de refrigeração são máquinas térmicas extremamente influenciadas pelo campo de temperatura de seus componentes. Em função disto, a análise criteriosa dos processos de transferência de calor no interior de um compressor pode viabilizar aumentos consideráveis de seu desempenho, principalmente da redução das ineficiências causadas pelo superaquecimento do fluido refrigerante. O presente trabalho considera o gerenciamento térmico de um compressor de refrigeração, através do desenvolvimento de modelos para a simulação e análise do seu ciclo de operação. Um desses modelos, denominado Metodologia Híbrida de Simulação Térmica, permite a solução do campo de temperatura do compressor através da combinação de dados experimentais, de modelos termodinâmicos e de condutância global para o cálculo da transferência de calor por difusão entre os componentes sólidos pelo método de volumes finitos. Além disso, um novo procedimento de simulação térmica desenvolvido, denominado de Metodologia de Fluxo Médio, resolve, via volumes finitos, o escoamento de gás refrigerante e a difusão de calor nos componentes sólidos do compressor. As duas metodologias foram avaliadas por meio da comparação com dados experimentais, permitindo identificar a Metodologia Híbrida como a mais apropriada para a análise térmica do compressor. Tal metodologia foi empregada para a análise de algumas propostas de alternativas para a melhoria do desempenho térmico do compressor sob análise. Os efeitos fenômenos físicos decorrentes da utilização destas alternativas foram analisados a partir do detalhamento de ineficiências do ciclo de compressão. Os resultados obtidos mostram que alternativas como, por exemplo, a utilização de sucção direta ou de aletas anulares na região do motor elétrico podem trazer melhorias no desempenho global do compressor. Além disso, alternativas não convencionais como a injeção de líquido refrigerante obtido na saída do condensador que, apesar de oferecerem grandes potenciais em termos de redução de temperatura, não necessariamente aumentam a capacidade de refrigeração do sistema.



# *Abstract*

Refrigeration compressors are greatly influenced by the thermal profile of their internal components. Due to this fact, a criterious heat transfer analysis for the internal parts of such pieces of equipment could lead to considerable improvements in terms of performance through the reduction of the gas superheating effects. Hence, the present work considers the thermal management of a refrigeration compressor through the development of models and analysis of its behavior under normal operation conditions. One of these models, called Hybrid Methodology of Thermal Simulation, offers the solution of the components temperature field through the combination of experimental data, thermodynamic models, lumped capacity models and finite volume models. In addition, a new simulation procedure, called Average Flow Methodology, was developed which solves the fluid flow and solid parts heat diffusion through the usage of the finite volumes method. Both methodologies were compared with experimental data, which resulted in the identification of the Hybrid Methodology as the one with the best agreement. Finally, several thermal solution alternatives were proposed and modeled for the compressor. The comprehension of the physical phenomena that resulted from the application of such alternatives was aided by the development of parameters that detached several compression process inefficiencies. Some conclusions are that alternatives like direct suction or disposition of annular fins over the motor region could lead to global performance gains to the compressor. In addition, non-conventional solutions like liquid refrigerant injection, even leading to lower temperature profile, do not necessarily offer refrigeration capacity gains.

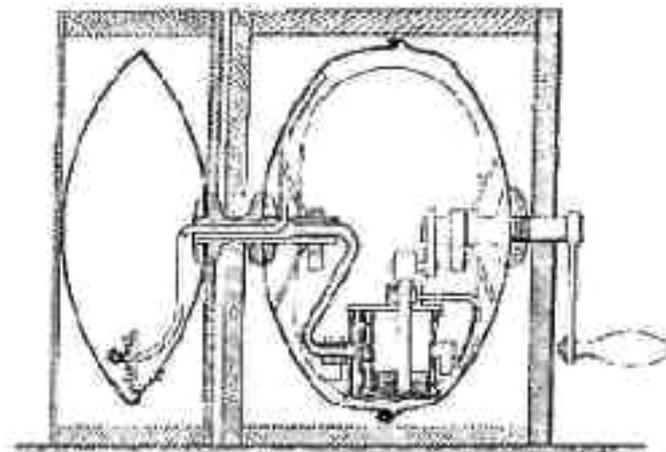


# 1. Introdução

Segundo Gosney (1982), “a refrigeração é a arte ou ciência relacionada ao resfriamento de corpos ou fluidos a níveis de temperatura mais baixos do que sua vizinhança em um determinado tempo e espaço”. Inicialmente, a refrigeração buscava esse objetivo através do emprego de gelo naturalmente disponível no meio ambiente, sendo esse procedimento extremamente dispendioso.

Atualmente, mediante o advento dos dispositivos de refrigeração, este efeito é criado artificialmente, através da utilização de uma substância volátil denominada fluido refrigerante. A passagem deste fluido através de uma seqüência de processos em um ciclo termodinâmico permite a redução de sua temperatura através do dispêndio de uma determinada quantidade de energia.

Dentre os principais métodos de refrigeração pode-se listar a compressão de vapor, absorção de vapor, refrigeração por ciclo de ar e por efeito termoelétrico. Nos âmbitos doméstico, comercial e industrial, a compressão mecânica de vapores responde pela maior parcela dos sistemas de refrigeração utilizados, sendo descrita em mais detalhes no presente trabalho.



**Figura 1.1. Mecanismo de refrigeração por evaporação proposto por William Cullen (1755).**

O mecanismo de resfriamento por compressão de vapor baseia-se na passagem de um fluido volátil que evapora quando entra em contato com uma superfície mais quente, removendo calor. Este princípio foi inicialmente verificado por William Cullen em 1755 para produzir gelo, utilizando para isso o aparato mostrado na Figura 1.1.

Ao reduzir a pressão na câmara de evaporação através da contínua remoção do vapor gerado, era possível controlar sua temperatura interna. Utilizando-se éter, podia-se alcançar temperaturas tais que a taxa com que o calor era retirado levava à condensação e solidificação do vapor d'água disperso nas camadas de ar ao redor do mecanismo.

Contudo, a máquina de Cullen não podia operar de forma cíclica, pois conforme vapor era gerado, este era rejeitado ao ambiente através de uma bomba de vácuo ligada à câmara de evaporação. Já na metade do século XVIII, pesquisadores passaram a controlar um fenômeno interessante do ponto de vista prático para suprir essa deficiência do dispositivo: a transformação de vapor em líquido através de sua compressão.

Este processo se baseia no fato de que o vapor, quando comprimido, tem sua temperatura inicialmente elevada. Desta forma, se for mantido a altas pressões, passa a rejeitar calor naturalmente para a vizinhança, condensando durante o processo até alcançar novamente o equilíbrio termodinâmico. Este seria o conhecimento que possibilitaria então, o advento de uma máquina de refrigeração que funcionasse de forma cíclica.

A primeira descrição completa deste dispositivo aparece em uma patente assinada pelo inventor americano Jacob Perkins, em 1834, e serve desde então como a base para o desenvolvimento dos atuais sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapores.

## 1.1. Sistema de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapores

A máquina de Perkins, conforme mostrada na Figura 1.2, era composta por quatro componentes básicos: evaporador (*B*), bomba (*C*), condensador (*D*) e uma válvula de expansão (*H*). O vapor formado no evaporador durante a remoção de calor do reservatório *A* é succionado pela bomba e posteriormente comprimido. A partir daí, passa pelo condensador, onde rejeita calor a um segundo reservatório *E*, retornando à fase líquida. Já condensado, segue para a válvula de expansão – utilizada basicamente com o intuito de manter a diferença de pressão entre os processos de evaporação e de condensação – e reinicia o ciclo termodinâmico retornando ao evaporador.

A bomba, acionada manualmente na máquina apresentada, foi posteriormente substituída por um compressor, compondo assim os sistemas de refrigeração padrão utilizados da forma como se apresentam atualmente (Figura 1.3).

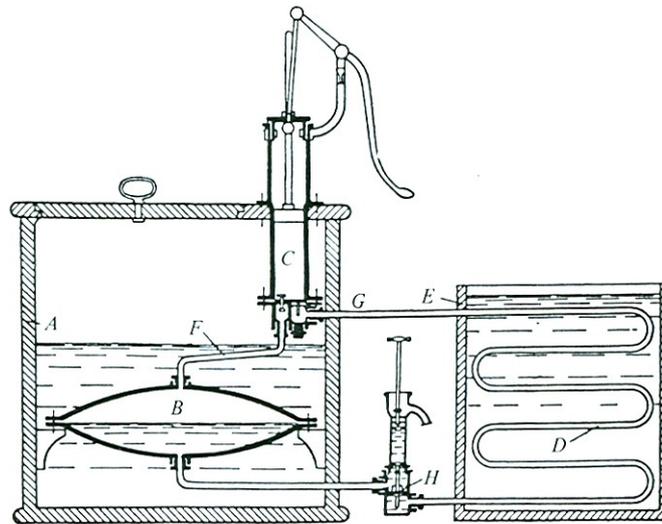


Figura 1.2. Sistema de refrigeração proposto por Jacob Perkins (1834). Figura extraída de Gosney (1982).

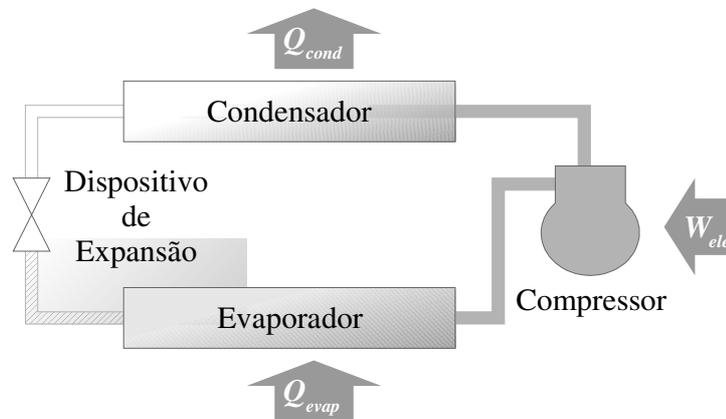


Figura 1.3. Componentes de um sistema de refrigeração padrão.

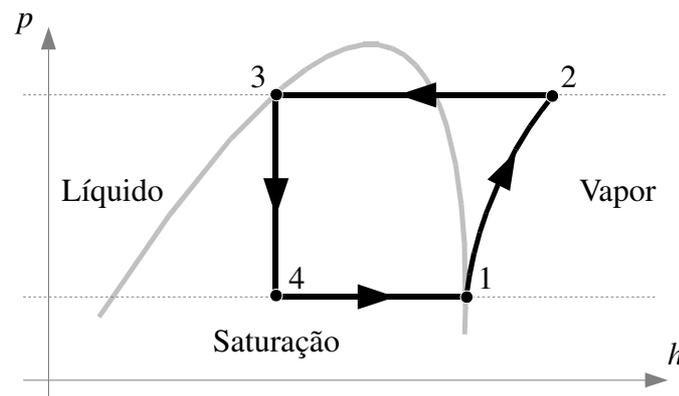


Figura 1.4. Diagrama pressão entalpia para um sistema de refrigeração padrão.

Termodinamicamente, o ciclo do fluido refrigerante neste sistema pode ser representado em um diagrama pressão x entalpia específica ( $p-h$ ) como o da Figura 1.4. Idealmente, considera-se que os processos de condensação e evaporação ocorrem

isobaricamente, a expansão se dá ao longo de uma linha de entalpia constante e, finalmente, a compressão ocorre isentropicamente.

Assim, através da aplicação da termodinâmica, pode-se quantificar a taxa com que calor é removido do ambiente, denominada capacidade de refrigeração  $\dot{Q}_{evap}$  e a taxa com que trabalho é consumido  $\dot{W}_s$  pelo compressor ao longo do processo, definidos pelas equações (1.1) e (1.2), respectivamente.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{evap} (h_1 - h_3) \quad (1.1)$$

$$\dot{W}_s = \dot{m}_{evap} (h_2 - h_1) \quad (1.2)$$

Nas expressões acima,  $\dot{m}_{evap}$  é a vazão de massa do sistema e  $h_i$  é a entalpia específica do fluido em cada estado  $i$  do ciclo termodinâmico mostrado na Figura 1.4. A partir dos valores de capacidade e potência consumida pode-se estabelecer a relação conhecida como coeficiente de performance termodinâmico do sistema  $COP_{PV}$ , conforme apresenta a expressão (1.3). Esta relação é usualmente maior que a unidade e reflete diretamente o quão eficiente este sistema pode ser quando submetido à determinada diferença de pressão existente entre condensador  $p_{cond}$  e evaporador  $p_{evap}$ . Além disso, uma vez que os processos de transferência de calor ocorrem através da mudança de estado do fluido refrigerante, essas pressões são relacionadas diretamente com as temperaturas de saturação referente aos dois processos ( $T_{cond}$  e  $T_{evap}$ , para condensação e evaporação, respectivamente).

$$COP_{PV} = \dot{Q}_{evap} / \dot{W}_s \quad (1.3)$$

Em 1824, o engenheiro francês Sadi Carnot, mostrou que a máxima eficiência de um sistema de refrigeração que trabalha entre duas temperaturas depende unicamente destas temperaturas. A partir desta premissa, o coeficiente de performance do ciclo de Carnot  $COP_C$  pode ser estabelecido a partir das temperaturas do ambiente a ser refrigerado  $T_a$  e do ambiente externo  $T_b$ , conforme mostra Çengel e Boles (2005):

$$COP_C = \frac{T_a}{T_b - T_a} \quad (1.4)$$

Este ciclo é baseado em quatro operações termodinâmicas reversíveis: (i) compressão adiabática, (ii) rejeição de calor isotérmica, (iii) expansão adiabática e finalmente um

processo de (iv) admissão de calor isotérmica. Além disso, parte do trabalho consumido durante a compressão é recuperado durante o processo de expansão. Este ciclo idealizado, conforme mostra o diagrama  $T$ - $s$  (temperatura x entropia específica) da Figura 1.5, pode ser comparado ao ciclo de refrigeração real, o que evidencia as perdas de um ciclo que utiliza um fluido real submetido a processos termodinâmicos irreversíveis.

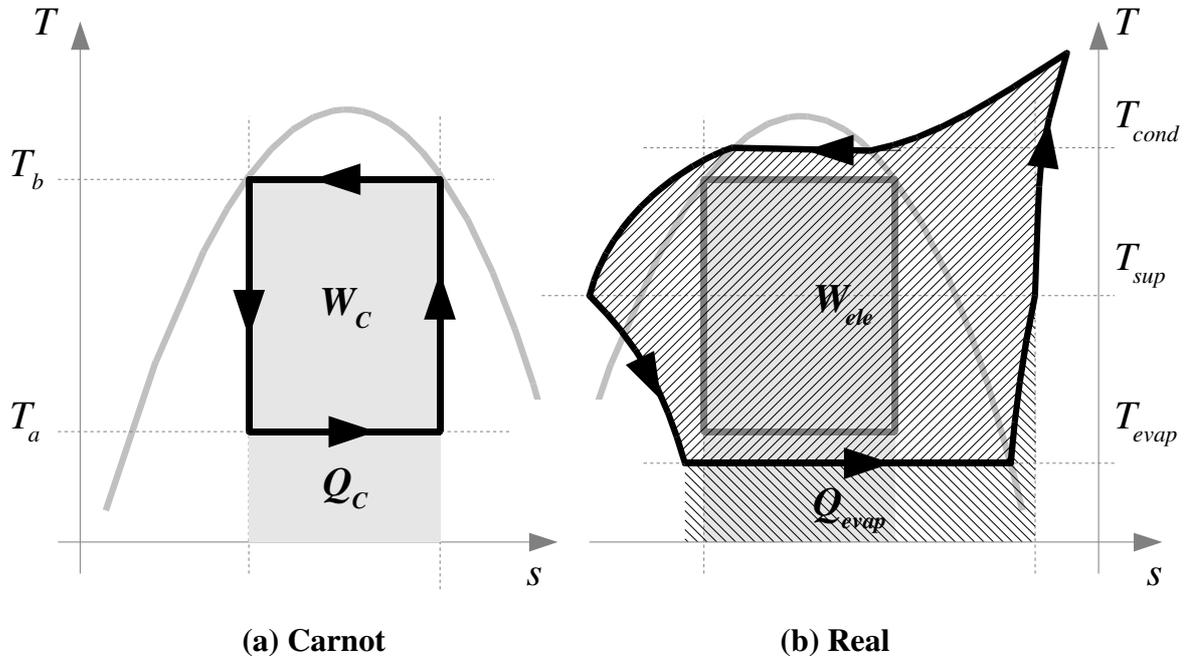


Figura 1.5. Comparação dos diagramas  $T$ - $s$  de um ciclo de refrigeração de Carnot e o ciclo real.

As principais diferenças entre os dois ciclos decorrem de algumas dificuldades tecnológicas e econômicas em se reproduzir o ciclo ideal de Carnot. As principais estão em se executar uma compressão úmida, a inviabilidade econômica da utilização de um expensor que permita a recuperação do trabalho de compressão e a impossibilidade de rejeitar calor sem que os trocadores de calor (condensador e evaporador) estejam submetidos a uma diferença de temperatura em relação ao ambiente.

O subresfriamento do líquido na saída do condensador no intuito de criar um leve superaquecimento na entrada do compressor aplicado para aumentar o efeito refrigerante específico também modifica o ciclo de refrigeração. Além disso, a compressão não ocorre reversivelmente ao longo de uma linha isentrópica, fato que leva a um grande aumento do dispêndio de energia durante a operação do sistema de refrigeração e requer a utilização de um outro parâmetro que represente o total de energia consumida pelo compressor. Somando-se assim, a potência requerida pelo gás  $\dot{W}_s$  às perdas ao longo do processo de compressão, obtém-se a potência real ou consumo elétrico do compressor  $\dot{W}_{ele}$ . A razão entre a capacidade

de refrigeração e o consumo resulta no coeficiente de performance real do sistema de refrigeração  $COP$  definido pela expressão abaixo.

$$COP = \dot{Q}_{evap} / \dot{W}_{ele} \quad (1.5)$$

A maior parte dos fatos supracitados leva à redução do  $COP$  de um sistema real tornando-o menor que aquele apresentado pelo ciclo de Carnot,  $COP_C$ . Possamai *et al.* (2004) apresentaram um mapa das perdas que ocorrem durante a operação de um compressor submetido à determinada condição de sistema. Este mapa, apesar de ter sido obtido para uma condição específica não deixa de ser significativa, pois mostra que as perdas que ocorrem no interior do compressor (elétricas, mecânicas e termodinâmicas) compõem grande parte das perdas totais de eficiência do ciclo de refrigeração (Figura 1.6). Desta maneira, é importante entender o funcionamento do compressor para que seja possível reduzir a distância existente entre a condição de operação dos sistemas de refrigeração reais e daquele idealizado por Carnot.

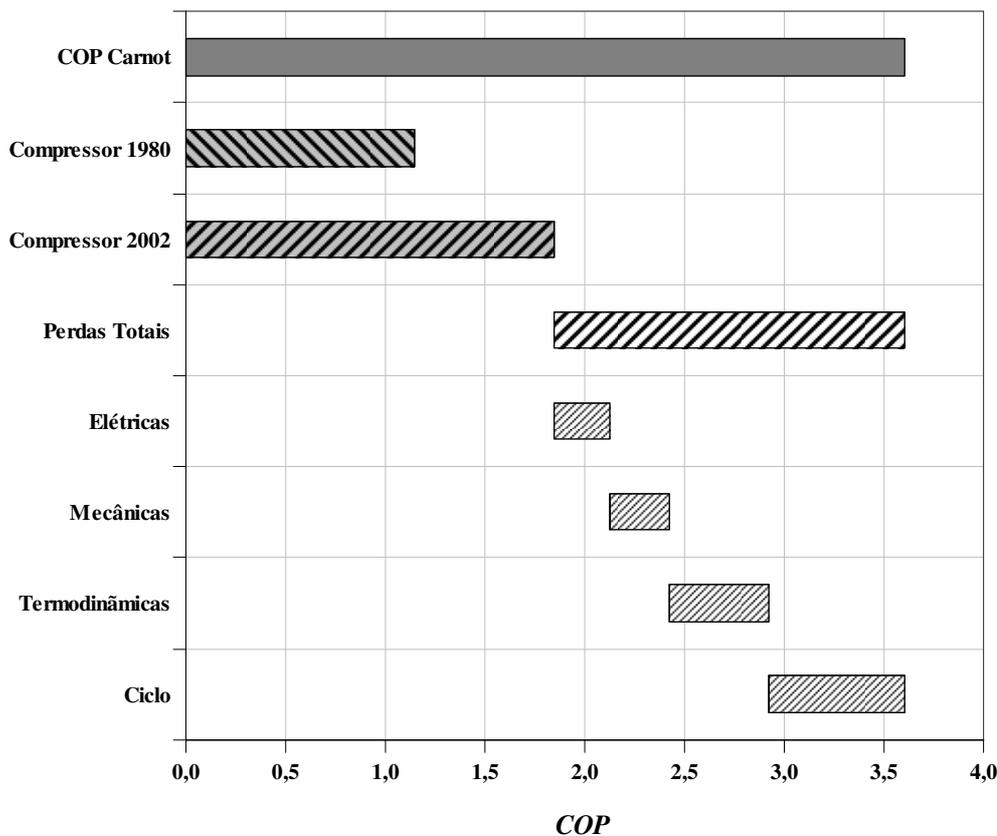


Figura 1.6. Mapa das perdas de desempenho de um sistema de refrigeração – Possamai *et al.* (2004).

## 1.2. Compressores Alternativos

No sistema de refrigeração, a função do compressor é fornecer trabalho ao gás através da conversão de energia elétrica disponível na rede com a finalidade de estabelecer a diferença de pressão necessária entre as linhas de evaporação e condensação. Para tal, existem diversas configurações de compressores. Quanto à forma como esse trabalho é entregue ao gás, os compressores podem ser divididos em dois grupos. O primeiro é composto pelos compressores dito rotodinâmicos, os quais fornecem quantidade de movimento ao fluido e posteriormente convertem essa energia em pressão através do uso de difusores. O segundo grupo, que responde pela maior parte das aplicações do mercado, é composto pelos compressores de deslocamento positivo. Estes compressores operam ciclicamente, confinando determinada quantidade de vapor em uma região e posteriormente aumentando a pressão do fluido pela redução mecânica deste volume. Neste grupo encontram-se os compressores rotativos (parafuso, scroll, pistão rolante, entre outros) e os alternativos, utilizados na grande maioria das aplicações.

Quanto à disposição do motor elétrico, os compressores são agrupados em compressores abertos, semi-herméticos e herméticos, conforme mostra a Figura 1.7. Os compressores abertos são amplamente utilizados em aplicações industriais onde são necessárias grandes capacidades de refrigeração, fato que leva à utilização de grandes motores elétricos. O motor fica exposto ao ambiente, facilitando a dissipação de calor e é conectado ao restante dos componentes mecânicos do compressor por um eixo mancalizado.



(a) Aberto  
(motor elétrico omitido)



(b) Semi-hermético



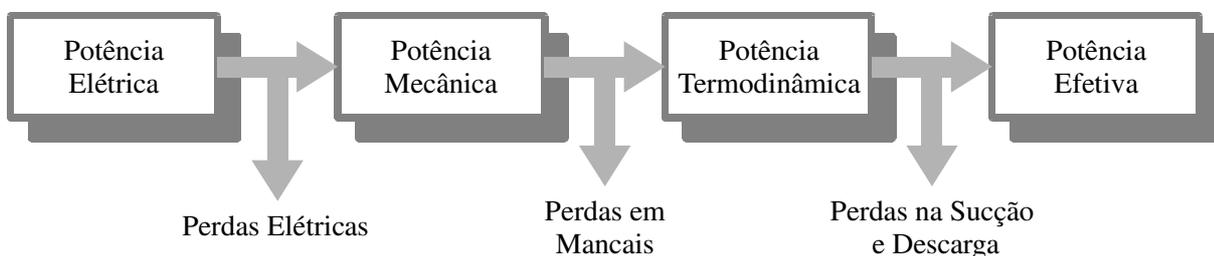
(c) Hermético

**Figura 1.7. Classificação dos compressores alternativos quanto à disposição do motor elétrico.**

Os compressores herméticos são convencionalmente utilizados em aplicações domésticas e comerciais e são usualmente menores que os compressores abertos. Neste caso, o motor elétrico e os componentes mecânicos do compressor localizam-se em uma mesma câmara isolada do ambiente externo. Os compressores semi-herméticos têm disposição semelhante, no entanto, apesar do motor e dos componentes mecânicos encontrarem-se enclausurados, pode-se facilmente acessar algumas de seus componentes internos.

Independente de sua configuração, os componentes dos compressores alternativos podem ser divididos em dois grupos: componentes elétricos e o *kit* mecânico. A parte elétrica é composta pelo motor elétrico, componentes de auxílio à partida e conectores. Já o *kit* mecânico é composto pela bomba, cabeçote da câmara de compressão, dutos de sucção e descarga e pelo sistema de acionamento mecânico (eixos e mancais).

Do ponto de vista energético, a potência elétrica fornecida ao motor elétrico é convertida inicialmente em potência de eixo ou mecânica que é entregue ao eixo mecânico. Parte desta energia é dissipada na forma de calor nas regiões mancalizadas e a restante é convertida em energia termodinâmica, sendo entregue para o gás no interior da câmara de compressão.



**Figura 1.8. Perdas durante a conversão de energia.**

Todos estes processos de conversão acarretam perdas (Figura 1.8), fato que torna crucial a compreensão e o projeto adequado de todos os detalhes pertencente a cada componente do compressor. Como a disposição geométrica e a forma destes componentes podem modificar consideravelmente a eficiência dos compressores, e estes são distintos de acordo com sua aplicação, torna-se impossível a generalização das soluções aplicadas à melhoria do desempenho. Assim, a melhor forma de analisar o projeto de compressores é a compreensão de sua operação caso a caso, como será feita a seguir para um pequeno compressor hermético alternativo.

### 1.3. Análise Térmica de Compressores

O projeto do compressor avaliado no presente trabalho surgiu da necessidade de reduzir as dimensões do equipamento e, de alguma forma, manter a capacidade de refrigeração do sistema. Esse compressor foi denominado compressor de alta capacidade específica, pois oferece alta vazão de massa enquanto ocupa pequeno espaço físico.

O primeiro desafio tecnológico decorre justamente das perdas, as quais são dissipadas na forma de calor durante as conversões de energia citadas anteriormente. Assumindo que o *COP* do sistema não se altera com a redução do compressor e que a meta de capacidade seja atingida, a potência consumida para tal permanece a mesma. No entanto, como o compressor tem dimensões menores, a área disponível para dissipação acaba sendo restringida. Além disso, no caso estudado, o compressor dissipa calor ao ambiente externo por convecção natural, forma de transferência que praticamente não se altera mediante a redução da geometria. A consequência direta é a elevação da temperatura média do compressor. O que resta saber é: de que forma o aumento da temperatura impacta sobre o comportamento do compressor?

O efeito mais direto é o chamado superaquecimento na sucção, ou seja, o vapor à baixa temperatura que entra no compressor, recebe calor das partes quentes do compressor até alcançar a câmara de compressão. O aumento da temperatura na linha de sucção reduz a massa específica do gás e, como o compressor é uma máquina de deslocamento volumétrico constante, seu fluxo de massa é diretamente reduzido. Além disso, a elevação da temperatura de sucção eleva a diferença de entalpia específica entre a saída do evaporador e a entrada da câmara de compressão, o que conseqüentemente eleva a potência necessária para comprimir uma determinada massa de gás.

Em alguns casos específicos, os níveis de temperatura podem atingir patamares críticos podendo levar à falha de determinados componentes do compressor. Isto ocorre, por exemplo, em compressores industriais que utilizam amônia como fluido de trabalho. Devido às propriedades termodinâmicas deste fluido, as altas temperaturas de descarga podem levar à degradação do óleo lubrificante presente nestes compressores, o que compromete a operação do sistema de lubrificação. Outro problema acontece nos motores elétricos, os quais normalmente são compostos por espiras de cobre cobertas por uma fina camada de resina que impede o contato elétrico entre dois fios. As altas temperaturas nestas regiões podem levar a fusão desta substância, levando ao contato direto de dois fios adjacentes e, conseqüentemente, à falha do motor.

Outros fenômenos de transferência de calor também afetam o funcionamento do compressor, tendo influência direta da geometria, da disposição dos componentes e dos materiais utilizados em sua confecção. Vale lembrar que estes fenômenos são extremamente interdependentes, o que aumenta a dificuldade da compreensão dos mesmos. No entanto, é crucial que esta etapa seja cumprida no caso de compressores de alta capacidade específica.

Neste contexto, pode-se aplicar ao compressor sob análise o que é chamado atualmente de gerenciamento térmico de equipamentos. Sendo amplamente aplicada na indústria aeronáutica, no projeto de veículos automotores e no desenvolvimento de dispositivos eletrônicos, esta área da engenharia busca a análise e proposição de alternativas para a melhoria do perfil térmico de determinado equipamento. Basicamente, o gerenciamento térmico busca manipular, de alguma forma, o trajeto do calor no interior do equipamento, através da localização de regiões de altas e baixas temperaturas e da utilização de suas potencialidades em benefício do todo. Para tal, deve-se inicialmente compreender como opera este compressor através da percepção do trajeto que o gás faz em seu interior, da identificação de suas fontes de calor e da forma como seus componentes internos se comunicam. Só então, poder-se-á propor modelos que auxiliem a análise dos fenômenos de transferência de calor decorrentes de sua operação.

#### **1.4. Geometria do Compressor Analisado**

O protótipo do compressor estudado pode ser dividido em três grupos de componentes: (i) carcaça externa e passadores, (ii) sistema de acionamento elétrico e (iii) *kit* mecânico. A carcaça é o invólucro externo do compressor e tem por finalidade manter os componentes internos em segurança e confinar o gás à baixa pressão. A carcaça do compressor é feita de aço, formada por três seções unidas por parafusos posicionados em duas regiões flangeadas (Figura 1.9). Os passadores são tubos metálicos fixados por interferência à carcaça, através dos quais, o gás entra e sai do compressor. São utilizados três passadores: sucção, por onde o gás entra a baixa pressão; descarga, duto que leva o gás a alta pressão para fora do compressor; e passador de trabalho ou operação, utilizado para abastecer o sistema de refrigeração com o fluido refrigerante necessário ao seu funcionamento. O último é lacrado durante a operação do sistema e não é apresentado na Figura 1.9.

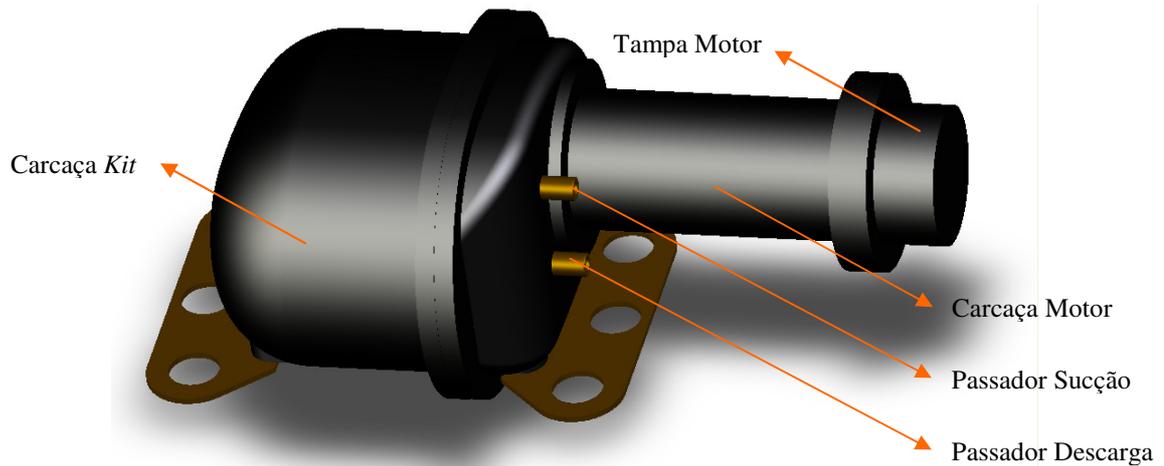


Figura 1.9. Carcaça externa e passadores do compressor.

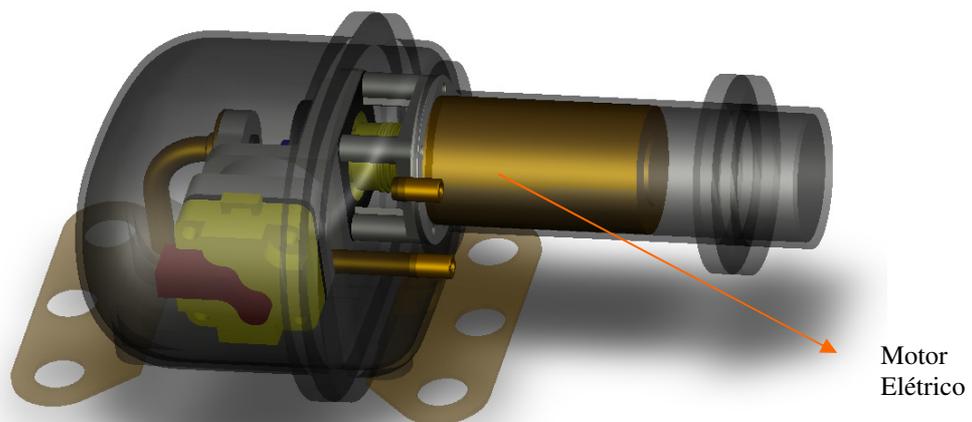


Figura 1.10. Localização do motor elétrico.

O sistema de acionamento elétrico é composto pelos terminais conectados à rede elétrica, pelo motor elétrico, dispositivo que efetivamente transforma a potência elétrica em potência mecânica e, finalmente, por cabos que conectam esses dois componentes. Ressalta-se que o motor elétrico está disposto no interior da chamada carcaça do motor, região cilíndrica mostrada na Figura 1.10, permanecendo relativamente isolado do gás no interior do compressor. Esta opção de configuração é interessante, pois mantém, de certo modo, uma fonte de calor isolada do restante dos componentes. Este aspecto será discutido em mais detalhes em capítulos subseqüentes.

O último grupo de componentes, usualmente chamado de *kit* mecânico, é formado por componentes cuja função é transformar a potência mecânica em potência termodinâmica que é entregue ao gás e retorná-lo ao sistema de refrigeração. O *kit* mecânico pode ser dividido em quatro regiões descritas a seguir: câmara de compressão, sistema de acionamento mecânico, cabeçote e tubo *bundy*.

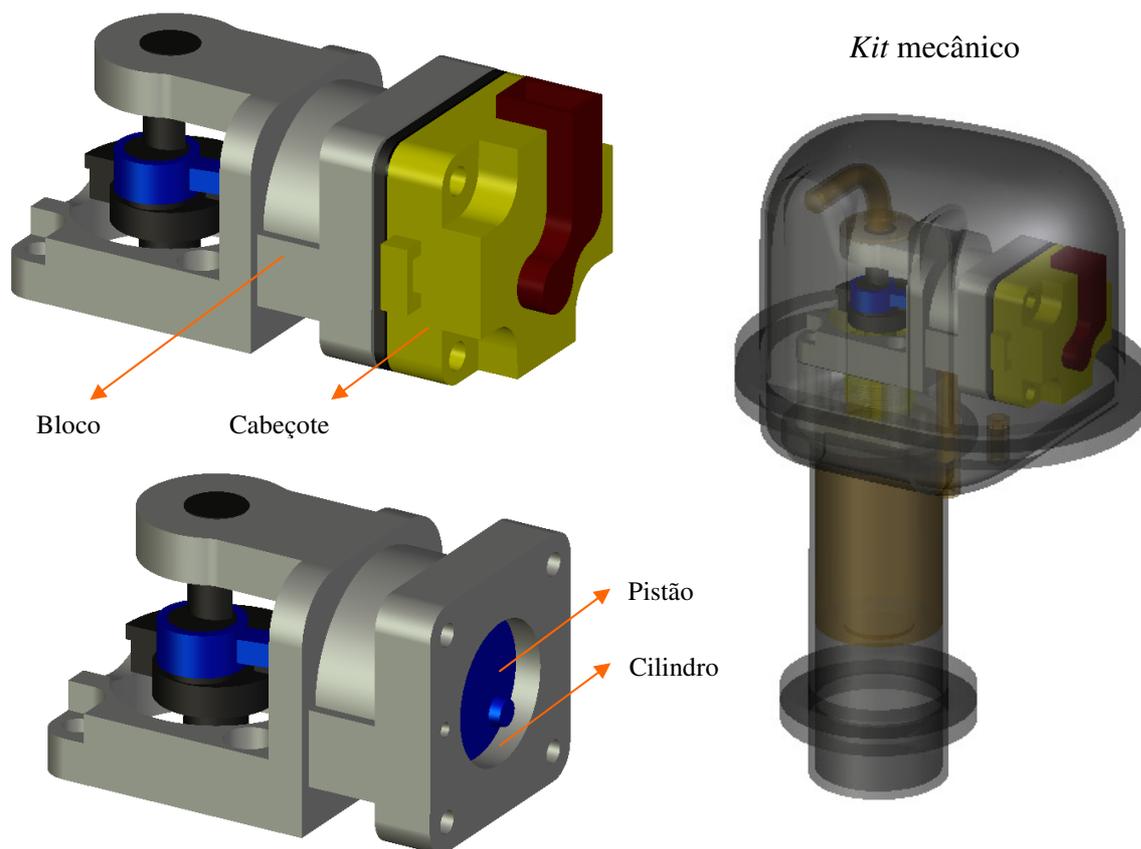


Figura 1.11. Bloco do compressor com realce na câmara de compressão.

A câmara de compressão, mostrada na Figura 1.11, é o principal componente do compressor. Está disposta no bloco do compressor e é composta por um cilindro usinado no bloco de aço e pelo pistão. O pistão executa um movimento alternativo ao longo do eixo do cilindro, comprimindo e expandindo o gás ao longo de um ciclo de compressão.

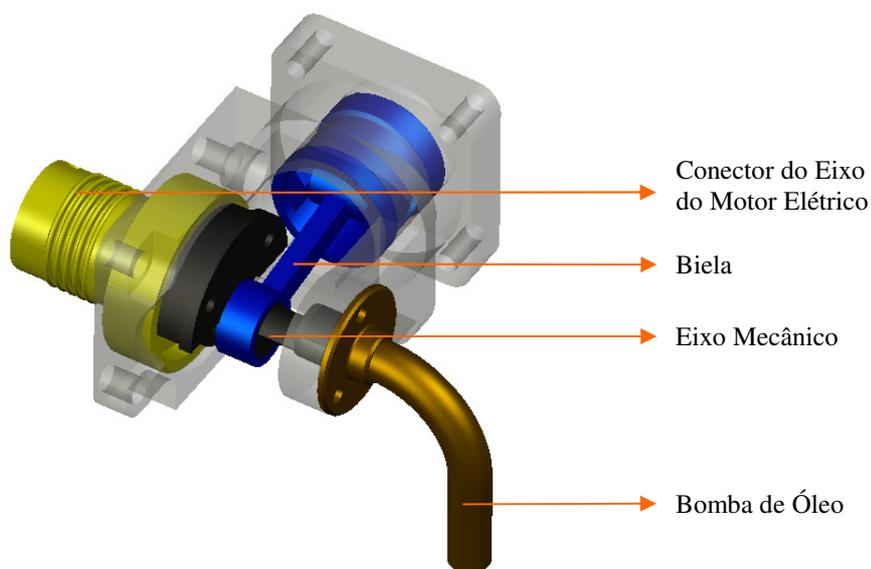


Figura 1.12. Sistema de acionamento mecânico.

O sistema de acionamento mecânico é o responsável pela ligação entre o motor elétrico e o pistão, transformando o movimento de rotação fornecido pelo motor elétrico no deslocamento axial alternativo do pistão. Seu componente principal é eixo mecânico. Suportado por mancais hidrodinâmicos abastecidos por óleo lubrificante, tem em uma de suas extremidade o conector do eixo do motor elétrico e na outra, a bomba de óleo (Figura 1.12). A bomba de óleo traz o óleo disponível no cárter e o conduz através de um duto de lubrificação disposto no interior do eixo mecânico até os mancais. Na região central do eixo mecânico encontra-se o eixo excêntrico e a biela ligada ao pistão, componentes que efetivamente transformam o movimento de rotação em axial alternativo

O cabeçote da câmara de compressão (Figura 1.13) está localizado na parte superior do cilindro e é composto pela placa de válvulas, tampa do cabeçote e tubo *muffler*. A placa de válvulas é uma placa metálica com orifícios usinados através dos quais o gás entra e sai da câmara de compressão. Sobre esses orifícios são colocadas palhetas metálicas engastadas que servem como válvulas automáticas, abrindo e fechando de acordo com a diferença de pressão que age sobre elas. Sobre a placa de válvulas é posicionada a tampa do cabeçote, sendo que estes dois componentes formam a câmara de descarga, cuja função principal é a atenuação de ruído. O tubo *muffler* é um duto de material polimérico localizado na parte superior da tampa e tem por função conduzir o gás disponível no interior da carcaça até o orifício de sucção, formando em seu interior a câmara de sucção.

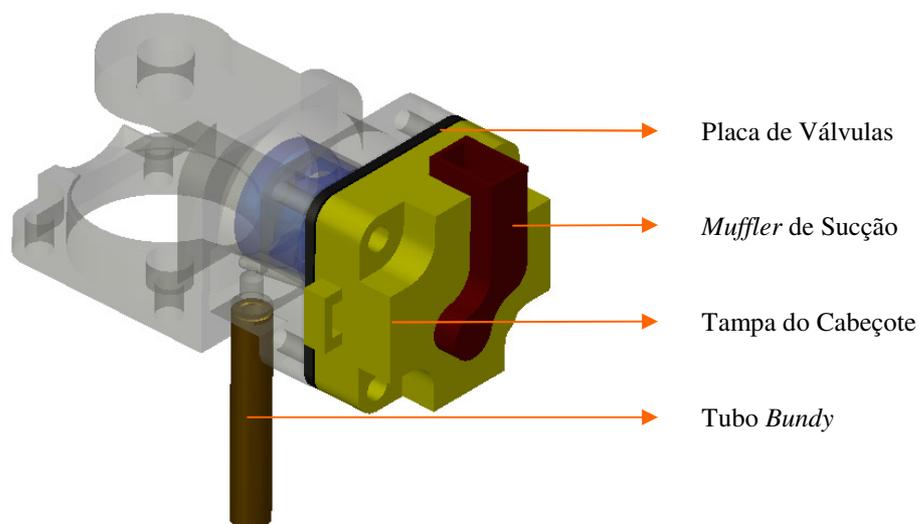


Figura 1.13. Cabeçote da câmara de compressão e tubo *bundy*.

Finalmente, posicionado na lateral do bloco encontra-se o tubo *bundy*. Esse duto de material polimérico é ligado à tampa por meio de um canal por onde passa o gás quente à alta

pressão vindo do sistema de descarga do compressor e o conduz até o passador de descarga e, então, ao restante do sistema de refrigeração.

## 1.5. Objetivos Gerais do Trabalho

Sabendo que o compressor é afetado pelo campo de temperatura das diversas partes que o compõe, é interessante o desenvolvimento e/ou aplicação de ferramentas numéricas capazes de simular este campo. Uma vez escolhidas, as metodologias terão seus resultados comparados a dados experimentais, no intuito de selecionar a mais apta para o compressor que é objeto de estudo

Depois deste processo de seleção, algumas possíveis alternativas que possam oferecer alguma melhoria do perfil térmico serão modeladas e incorporadas às metodologias de simulação térmica do compressor. Finalmente, é feito um estudo comparativo dessas alternativas, na busca das possíveis abordagens que auxiliem no desenvolvimento deste compressor.

Quanto à estruturação do presente documento, após o presente capítulo introdutório, o capítulo 2 mostra a revisão bibliográfica executada durante o trabalho. Os capítulos 3 e 4 introduzem os modelos que compõem duas metodologias utilizadas na avaliação do perfil térmico do compressor. Os procedimentos experimentais, a calibração, validação e comparação das metodologias serão apresentadas no capítulo 5. De posse das metodologias, o capítulo 6 sugere algumas alternativas bem como a confecção de modelos que representam seus efeitos térmicos sobre o compressor. Finalmente, nos capítulos 7 e 8, serão mostrados, respectivamente, os resultados obtidos e algumas discussões e conclusões referentes ao que foi desenvolvido.

## 2. Revisão Bibliográfica

Nas palavras de Meyer (1990): “...*any simple change that should yield improved performance will be offset by factors that are very difficult to control*”. Estas palavras, publicadas em um congresso de grande prestígio na área de compressores, representam de certa forma, a insatisfação em relação às dificuldades encontradas pelo autor em seu trabalho e a casualidade com que era tratada a análise térmica naquele período.

A análise térmica de compressores é uma atividade recente e que até pouco tempo era vista como desnecessária por alguns pesquisadores da área de compressores de refrigeração frente à dificuldade em se modelar os fenômenos térmicos envolvidos. Além disso, os pequenos ganhos de desempenho viabilizados pela compreensão de aspectos relacionados à transferência de calor e o pensamento recorrente de que o compressor não passava de uma máquina térmica que poderia ser explicada puramente através dos fundamentos da termodinâmica, reforçava o pensamento de que uma análise térmica detalhada do compressor era desnecessária (Shiva Prasad, 2004).

Segundo Shiva Prasad (2004), a grande mudança neste comportamento decorre da crescente competitividade entre as empresas que operam neste mercado. Grande parte dos componentes e processos existentes no interior do compressor alcançou altos níveis de eficiência, fazendo com que até as pequenas melhorias de desempenho passassem a ser representativas. Além disto, a disseminação do uso de ferramentas numéricas para a simulação de escoamentos (*CFD*) alicerçada pela disponibilidade de computadores de elevada capacidade de processamento, tornou possível a simulação da complexa interdependência entre os fenômenos de transferência de calor que ocorrem em compressores.

As maiores dificuldades na análise térmica de compressores, já enfrentadas por Meyer em 1990, estão no fato de que todo e qualquer fenômeno de transferência de calor no interior do compressor ocorre de forma acoplada. Excluindo-se os casos onde se buscam dados qualitativos para a comparação direta entre dois equipamentos com a mesma aplicação, como por exemplo, duas geometrias de câmaras de sucção, a análise isolada de uma determinada região do todo dificulta a adoção de condições de contorno adequadas. Assim, os modelos para cada região devem ser desenvolvidos, implementados e acoplados de maneira conforme, fato que remete ao grande número de metodologias numéricas disponíveis na literatura.

## 2.1. Transferência de Calor em Compressores de Refrigeração

Um dos primeiros trabalhos sobre transferência de calor em compressores foi publicado por Brok *et al.* (1980). Os autores acoplaram modelos baseados na lei de resfriamento de Newton para as câmaras de sucção, compressão e descarga em um código que simulava a compressão de acordo com um processo politrópico. Através de uma análise paramétrica, os autores verificaram duas situações limites: o calor da compressão pode ser inteiramente dissipado para o ambiente externo ou retornar em sua totalidade para o gás frio passando pela sucção. Após a obtenção dos resultados, algumas considerações foram feitas: (i) a incerteza em relação aos coeficientes de transferência de calor utilizados poderia alterar severamente o resultado obtido e (ii) as variações do coeficiente de desempenho entre as duas situações extremas foram da ordem de “apenas” 5,5%. Finalmente, os autores questionaram a possibilidade de melhoria no desempenho do compressor através do aumento ou prevenção da transferência de calor em compressores e se a introdução de efeitos térmicos nos modelos para simulação de compressores afetaria de forma prática o projeto destes equipamentos.

Shiva Prasad (1998) faz uma grande revisão na literatura sobre os efeitos da transferência de calor no desempenho de compressores, mostrando que muitos aspectos se alteraram desde o trabalho de Brok *et al.* (1980). Segundo o autor, Gerlach e Berry (1989) avaliaram experimentalmente a variação da capacidade de refrigeração de um compressor durante sua partida. Esta variação, entre o início, quando o compressor encontra-se na temperatura ambiente, até o sistema alcançar o regime permanente é da ordem de 10%, fato que reitera a importância do estudo da transferência de calor. Apesar deste fato, Shiva Prasad (1998) concluiu seu trabalho afirmando que ainda existia alguma complacência por parte dos pesquisadores em estudar os fenômenos de transferência de calor.

Recentemente, pelo número de publicações envolvendo a análise térmica, percebe-se uma preocupação crescente em relação aos aspectos térmicos, embora apenas uma pequena parcela destes trabalhos indica possíveis alternativas a serem seguidas no intuito de se melhorar o desempenho do compressor. Excluindo-se as publicações que envolvem metodologias de análise térmica, a maioria dos trabalhos na literatura é de cunho fundamental e se baseia em situações idealizadas, distantes de uma proposição de soluções tecnológicas que permitiriam atingir as metas apresentadas.

Um exemplo de trabalho fundamental é o apresentado por Wang *et al.* (2007), no qual os autores averiguam, através da termodinâmica do equilíbrio, o efeito do resfriamento do motor elétrico e da compressão isotérmica sobre o desempenho de compressores utilizando

diferentes fluidos refrigerantes. Para considerar o primeiro efeito, os autores desconsideraram a existência de superaquecimento do gás até entrar na câmara de compressão e atestaram que o coeficiente de performance do compressor pode aumentar em até 5,5% devido ao aumento da massa específica do gás na sucção. Para o caso da compressão isotérmica, os autores mostraram que um aumento eficiência de até 16% pode ser atingido.

Sim *et al.* (2000) implementaram um modelo numérico baseado na aplicação da conservação da energia a elementos de massa globais, incluindo efeitos como perdas elétricas, perdas em mancais e a geração de calor durante a compressão para prever a transferência de calor entre os componentes do compressor. Após uma etapa de validação experimental, algumas soluções foram avaliadas numericamente: (i) aumento da velocidade do ar que incide sobre a carcaça, (ii) variação da temperatura do gás na entrada da câmara de compressão, como efeito da mistura entre o gás vindo do passador de sucção e o gás vindo do ambiente interno, (iii) redução da condutividade térmica da câmara de descarga para evitar transferência de calor ao ambiente interno do compressor e (iv) isolamento da câmara de sucção para reduzir o superaquecimento do gás. A variação da temperatura de sucção e a conseqüente modificação do rendimento volumétrico do compressor sob análise em cada caso são mostradas na Figura 2.1.

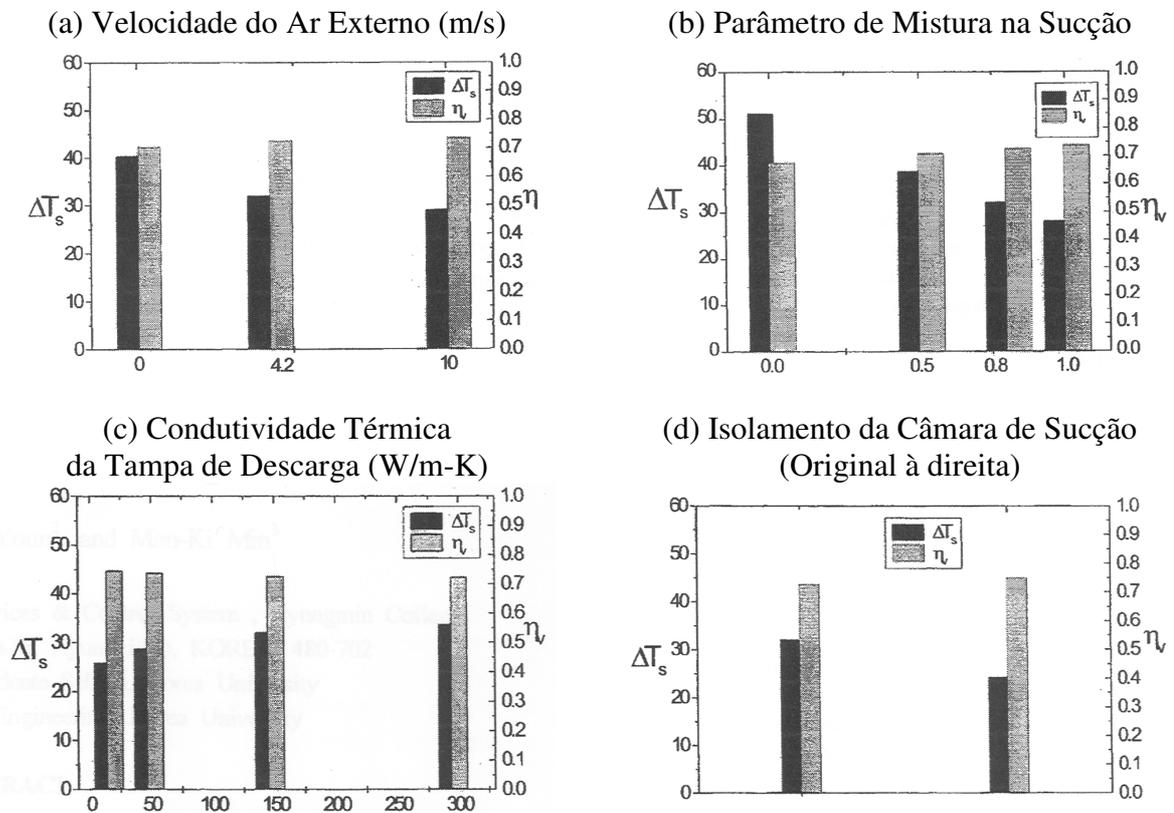


Figura 2.1. Variação da temperatura de sucção e do rendimento volumétrico devido às modificações sugeridas (adaptada de Sim *et al.*, 2000).

Outra possível abordagem para o resfriamento de compressores é a injeção de líquido no interior da câmara de compressão. Essa alternativa foi verificada por alguns trabalhos (Dutta *et al.*, 2001; Ooi, 2005; Kremer, 2006), através da remoção do calor, gerado durante o processo de compressão, por meio da transferência de calor sensível ou latente, dependendo da volatilidade do fluido injetado.

Dutta *et al.* (2001) avaliaram experimental e numericamente, os efeitos de resfriamento causados pela injeção de gotículas de fluido refrigerante líquido no interior da câmara de compressão de um compressor *scroll*. A metodologia numérica foi baseada em modelos de transferência de calor para as câmaras de sucção, descarga e de compressão. No caso da sucção e descarga, os autores consideraram regime permanente e os coeficientes de transferência de calor aplicados às fronteiras foram estimados a partir de correlações existentes na literatura. A câmara de compressão, por sua vez, foi tratada em regime transiente, sendo que a mistura de refrigerante nas fases líquida e vapor foi considerada homogênea e descrita através de equações termodinâmicas globais.

No trabalho de Dutta *et al.* (2001), a quantidade de fluido injetado era representada pela razão entre a vazão mássica de líquido injetado e a vazão mássica de fluido que passa pela sucção. A variação da razão de injeção  $R$  foi analisada em duas situações: (i) com a temperatura do óleo lubrificante mantida constante, igual àquela que o compressor apresenta sem injeção de líquido e (ii) em casos em que se permite que essa temperatura oscile livremente. Os resultados experimentais obtidos para os casos citados são mostrados a seguir.

A Figura 2.2 reflete o acréscimo do consumo elétrico do compressor conforme a fração de líquido é aumentada. Segundo Dutta *et al.* (2001), esse comportamento se dá em grande parte pela redução da viscosidade do óleo lubrificante que percorre os mancais, fazendo com que a parcela referente às perdas mecânicas aumente com o resfriamento do compressor. No entanto, mesmo no caso onde a temperatura do óleo é mantida constante, ainda ocorre um aumento da potência, o que indica que este efeito está ligado também à compressão de uma massa adicional de gás, decorrente da evaporação das gotículas no interior da câmara de compressão.

A Figura 2.3 apresenta a variação da vazão mássica na sucção do compressor. Nota-se que em ambos os casos a variação percentual da vazão mássica é menor do que aquela apresentada pela potência do compressor. Além disso, existe uma influência direta da temperatura do óleo sobre a temperatura do gás na sucção, fato que é refletido pela menor taxa de crescimento da vazão que ocorre no caso em que a temperatura do óleo é mantida constante.

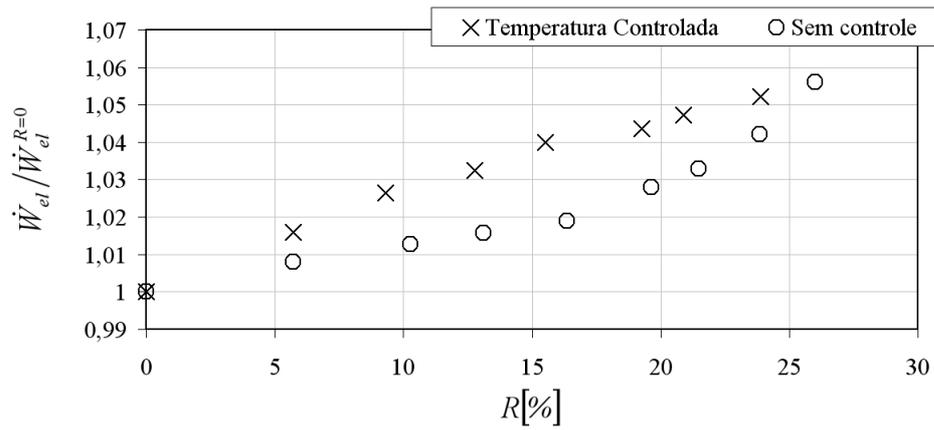


Figura 2.2. Potência elétrica consumida pelo compressor (adaptada de Dutta *et al.*, 2001)

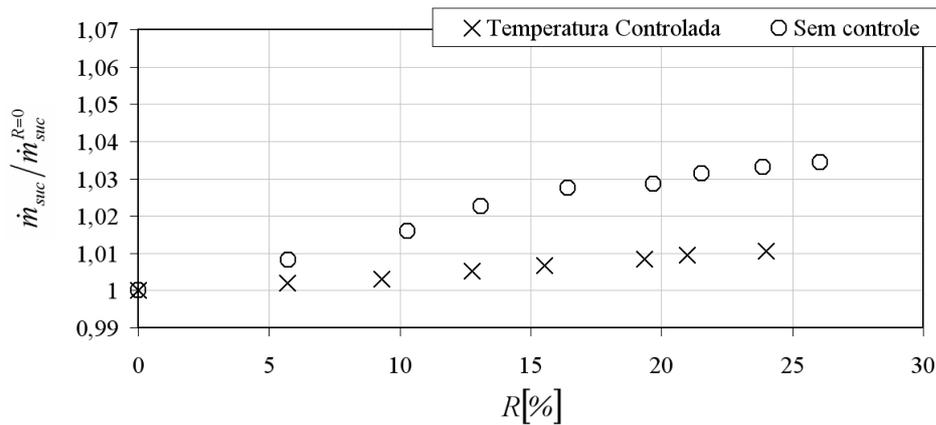


Figura 2.3. Vazão de fluido refrigerante que atravessa a sucção (adaptada de Dutta *et al.*, 2001).

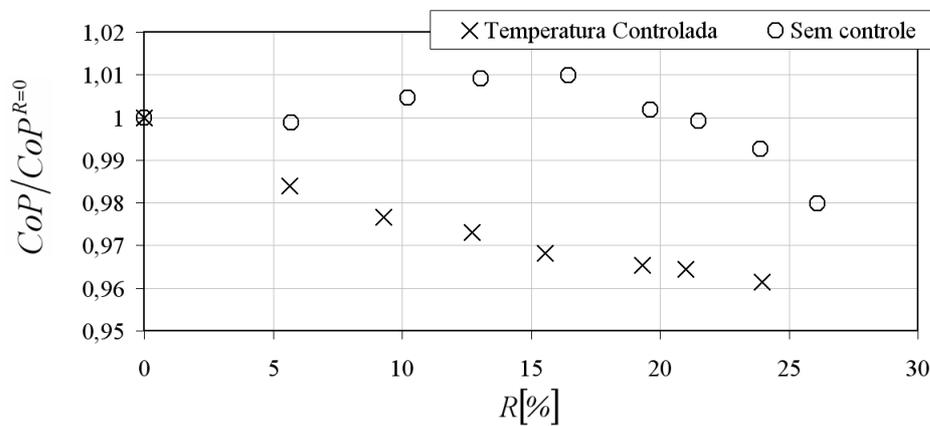


Figura 2.4. Coeficiente de performance (adaptada de Dutta *et al.*, 2001)

A principal consequência do comportamento destas variações de potência e vazão, no caso onde a temperatura do óleo é controlada, é a redução do coeficiente de performance conforme mostra a Figura 2.4. Na situação onde se permite que o perfil térmico do compressor oscile livremente, encontra-se um ponto de ótima fração de injeção do ponto de vista de desempenho. Esse ponto representa o ponto de equilíbrio entre o aumento da potência pela evaporação das gotículas na câmara de compressão e a redução do superaquecimento na sucção.

Ooi (2005) avaliou numericamente a injeção de líquido refrigerante em um compressor rotativo do tipo pistão rolante de palheta simples, considerando os efeitos do diâmetro do bico injetor, da posição angular de injeção e finalmente da situação em que todo o líquido evapora antes de entrar na câmara de compressão. O autor conclui que é melhor injetar o líquido em um instante muito próximo do processo de descarga do gás, pois o vapor resultante da evaporação das gotículas retira somente calor na forma sensível. Além disso, essa massa adicional de vapor consome uma parte significativa do trabalho total entregue no processo de compressão e não passa pelo evaporador, ou seja, este trabalho não se traduz em capacidade de refrigeração para o sistema.

Kremer (2006) avaliou os efeitos termodinâmicos causados pela atomização de óleo lubrificante no interior da câmara de compressão através de experimentos e modelos numéricos. Por meio da verificação de diversas condições, entre elas a alteração do tipo de óleo lubrificante (mineral ou sintético) a ser atomizado, o autor concluiu que o efeito da solubilidade do fluido refrigerante no óleo tem grande influência no resultado. Apesar da redução de temperatura percebida em diversos pontos do compressor, o *COP* acabou sendo reduzido devido ao aumento da potência consumida para comprimir o vapor desprendido pelas gotículas durante o processo de compressão.

## 2.2. Metodologias de Análise Térmica de Compressores

Diferente do número de artigos relacionados a aspectos térmicos do compressor, a literatura sobre abordagens matemáticas para representar esses fenômenos é ampla. Uma vez que os fenômenos de transferência de calor em compressores são intrincados, existem diversos modelos para cada região do compressor e para sua interação com outros componentes internos. Esse fato cria uma enorme gama de combinações possíveis que devem ser adequadas para cada compressor de acordo com a sua geometria e outras características especiais.

Por metodologia, refere-se ao estabelecimento de um procedimento de solução de um grupo de modelos que permitam a representação matemática do comportamento térmico do compressor. A partir desta revisão pode-se perceber a existência de quatro variações para as metodologias de simulação térmica: (i) modelos termodinâmicos, (ii) modelos globais ou via condutância global (*lumped parameter*), (iii) modelos de rede térmica (*thermal network*, *TNW*) e (iv) formulações numéricas diferenciais, tais como diferenças finitas ou volumes

finitos. Na ordem que foram apresentadas, as metodologias apresentam características crescentes de refino, complexidade e custo computacional.

As metodologias termodinâmicas são aquelas utilizadas inicialmente por autores como Brok *et al.* (1980). Estas metodologias geralmente são baseadas em fundamentos termodinâmicos e fatores de correção para situações idealizadas, tais como o trabalho específico isentrópico e o rendimento isentrópico de um compressor. Como se utilizam basicamente propriedades intensivas médias, somente informações globais são obtidas e as análises são em grande parte feitas através de avaliações paramétricas de extremos. Pode-se analisar, por exemplo, o que ocorreria se todo o calor dissipado na região da descarga do compressor fosse entregue à sucção ou, em outro extremo, a consequência de tornar a sucção perfeitamente isolada. Este tipo de metodologia é interessante para o levantamento de cenários e determinação das potencialidades de determinado projeto, uma vez que tem o menor custo computacional, tanto em termos de implementação como no que se refere a processamento.

Nas seções finais de seu trabalho, Brok *et al.* (1980) optaram por fazer comparações com resultados experimentais e, a partir desse momento, passaram a utilizar uma metodologia global de análise térmica. Esta metodologia utilizava parâmetros globais de transferência de calor representados pelo produto entre áreas de troca e coeficientes médios de convecção obtidos a partir de correlações da literatura ou através de experimentos. Os modelos, porém, não levavam em consideração diretamente os efeitos de difusão de calor através dos componentes sólidos, ou seja, assumia-se somente a conservação de energia nas massas de fluido refrigerante.

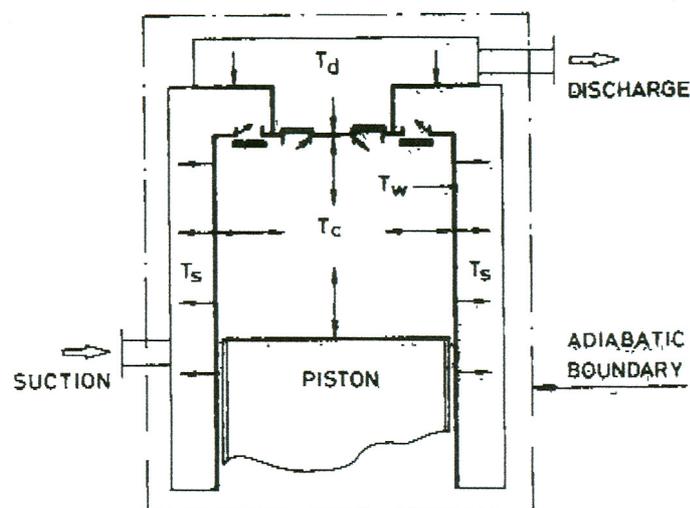


Figura 2.5. Modelo termodinâmico do compressor – extraído de Brok *et al.* (1980).

Brok *et al.* (1980) caracterizaram um compressor do tipo aberto pela geometria apresentada na Figura 2.5. Os autores consideraram que as câmaras de sucção (*s*), descarga (*d*) e compressão (*c*) são separadas por uma parede dita totalmente condutiva, ou seja, as únicas resistências térmicas entre as câmaras são dadas pelos coeficientes globais de transferência de calor entre o gás e as fronteiras. Para a câmara de compressão, foi desenvolvido um modelo de compressão através da primeira lei da termodinâmica, em que a taxa de variação do volume modifica o estado do gás em seu interior. Os campos de pressão e temperatura foram assumidos como uniformes e o gás era considerado como sendo ideal. Na parede interna do cilindro, cuja área varia ao longo do tempo, o coeficiente de transferência de calor foi baseado na correlação de Adair *et al.* (1972), enquanto que outras relações disponíveis na literatura foram utilizadas para as câmaras de sucção e descarga. Através de um processo iterativo, envolvendo o cálculo do ciclo de compressão, a integração do calor dissipado e posterior balanço de energia no interior das câmaras de sucção e descarga, o perfil térmico do compressor sob análise era obtido.

A principal dificuldade da metodologia global de Brok *et al.* (1980) se refere à incerteza quanto aos coeficientes de transferência de calor utilizados. As correlações de transferência de calor para as câmaras foram desenvolvidas para geometrias simplificadas, com exceção daquela de Adair *et al.* (1972), que foi baseada no cilindro de compressores alternativos. Uma vez que o escoamento no interior das câmaras é bastante complexo, as correlações eventualmente oferecem valores que podem ficar distantes da representação física dos fenômenos reais.

Metodologias globais mais sofisticadas foram propostas por Todescat *et al.* (1992) e Cavallini *et al.* (1996). Os dois trabalhos, bastantes semelhantes, referem-se a compressores herméticos alternativos e através da aplicação de volumes de controle a algumas regiões do compressor, modelam seu comportamento térmico global.

A metodologia de Todescat *et al.* (1992) pode ser dividida em dois grandes grupos: modelos para o comportamento térmico do gás no interior do cilindro e modelos globais para os componentes restantes do compressor. A câmara de compressão foi resolvida através da metodologia de simulação desenvolvida por Ussyk (1984) Através de relações geométricas, a metodologia avalia a taxa de variação do volume ocupado pelo gás no interior da câmara. As propriedades do gás são então resolvidas através da aplicação da primeira lei da termodinâmica em regime transiente, conforme proposto por Todescat *et al.* (1990). O modelo estima ainda a dinâmica das válvulas de sucção e descarga, o fluxo de massa através das mesmas e vazamentos pela folga existente entre pistão e cilindro. Esses modelos são resolvidos explicitamente e uma vez que o processo de compressão do gás atinge um regime

periodicamente desenvolvido, é tomada a média temporal de algumas propriedades de interesse ao longo do último ciclo de compressão. Os valores assim obtidos podem então ser acoplados ao segundo grupo de modelos.

O segundo grupo é composto por equações de conservação da energia em regime permanente aplicada aos demais componentes. No modelo de compressor estudado (Figura 2.6), a equação da conservação da energia é aplicada às câmaras de sucção e descarga, ao ambiente interno (região de gás entre a carcaça e o *kit* mecânico), ao motor elétrico, à parede do cilindro e à carcaça do compressor. Essas regiões apresentam temperatura constante e o cálculo da transferência de calor entra as mesmas se dá através de coeficientes de condutância global  $UA_i$  [W/K]. As equações de balanço de energia formam então um sistema linear que é resolvido através do seu acoplamento com o modelo termodinâmico para a câmara de compressão.

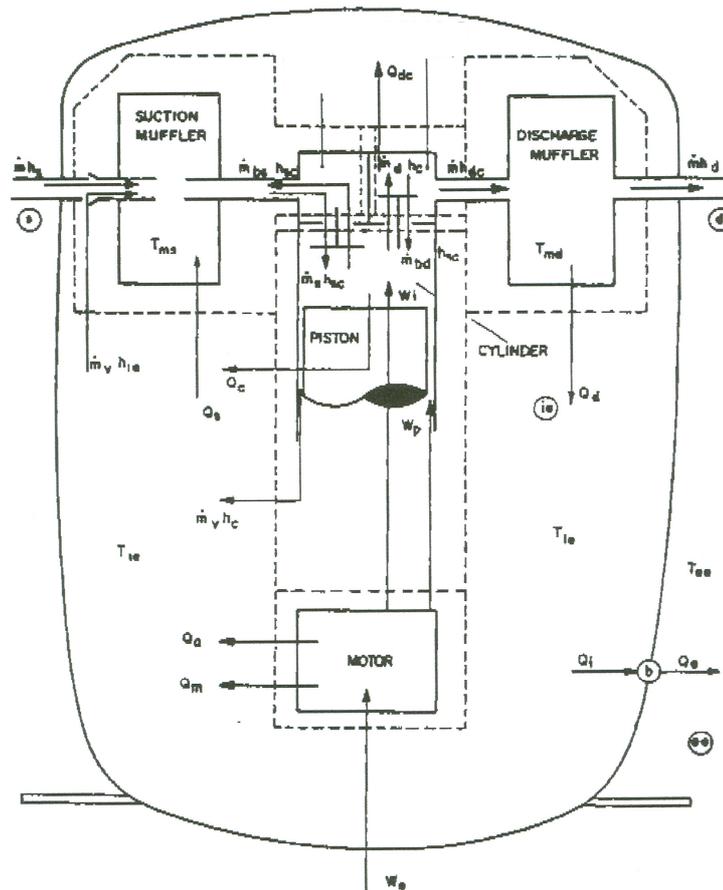


Figura 2.6. Vista esquemática do modelo de compressor destacando os volumes de controle – extraído de Todescat *et al.* (1992)

Enquanto Cavalini *et al.* (1996) utilizam valores de coeficientes de convecção obtidos a partir de correlações de transferência de calor da literatura, a metodologia de Todescat *et al.* (1992) opera em duas etapas. Primeiramente, é executada uma etapa de calibração do modelo,

onde o compressor sob análise é colocado em operação sob determinada condição e as temperaturas médias das regiões citadas são avaliadas experimentalmente. De posse destas temperaturas e da simulação integrada entre câmara de compressão e equações de balanço de energia para os demais componentes, são obtidos os valores dos coeficientes de condutância global. Na segunda etapa, que é a simulação propriamente dita, utilizam-se os valores dos coeficientes obtidos na calibração e através de um processo iterativo obtém-se o perfil térmico do compressor.

Assim, apesar da metodologia de Todescat *et al.* (1992) não considerar diretamente o efeito da difusão de calor em componentes sólidos, os coeficientes globais obtidos experimentalmente consideram todo e qualquer tipo de transferência de calor que ocorre de forma global. No entanto, quanto mais distante determinada simulação estiver da situação de calibração, maior é a probabilidade de aumento da incerteza numérica.

Finalmente, ressalta-se que este tipo de metodologia permite análises mais detalhadas que as metodologias puramente termodinâmicas, pois se pode, por exemplo, analisar o efeito da redução da área de determinado componente e a variação da intensidade da transferência de calor que ocorre externamente, entre outros. Porém, mudanças do material de determinado componente ou alteração do comportamento local do escoamento de gás ainda são complexas de serem modeladas, bem como é impossível analisar campos locais de temperatura.

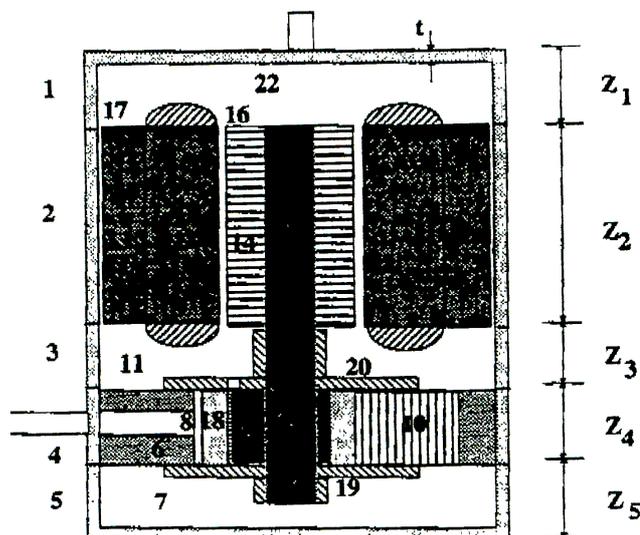


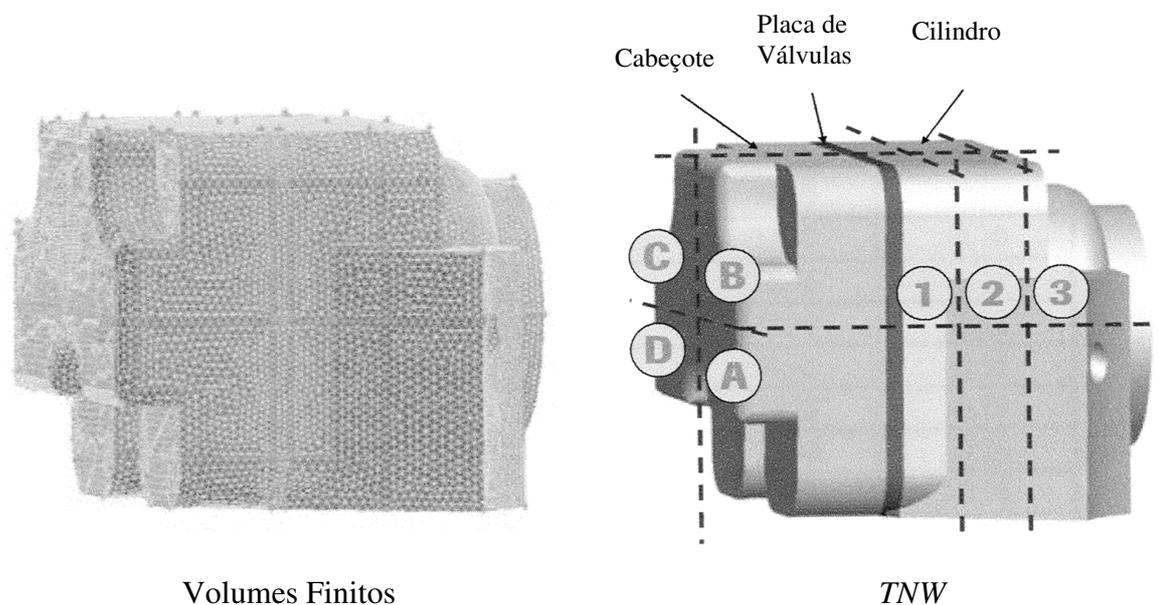
Figura 2.7. Vista esquemática do compressor de Padhy (1992) destacando os volumes de controle.

Paralelamente ao desenvolvimento das metodologias globais, Padhy (1992) apresentou o que é atualmente chamado na literatura de modelos por rede térmica (*thermal network models* ou *TNW*). O autor aumentou o grau de refino dos modelos globais seccionando em partes menores os volumes de controles usualmente utilizados até então. Por exemplo, um

compressor rotativo avaliado por Padhy (1992) foi dividido em 22 elementos térmicos (Figura 2.7), incluindo regiões de fluido e sólido e considerando tanto processos de transferência de calor por convecção como também por difusão. A aplicação da conservação da massa, somente nos volumes de fluido, e da conservação da energia a todos os volumes, compôs um sistema de equações que foi resolvido numericamente.

Padhy (1992) utilizou somente correlações obtidas para geometrias simplificadas para descrever o comportamento dos coeficientes de troca de cada elemento térmico e a compressão foi modelada através de pequenos intervalos de processos politrópicos. Os resultados obtidos pelo autor mostram boa concordância com aqueles obtidos experimentalmente para uma determinada condição de operação do compressor.

Ooi (2003) aplicou o método *TNW* para resolver o perfil térmico de um compressor hermético alternativo, dividido em 46 elementos térmicos. O autor escolheu esses elementos de acordo com o gradiente de temperatura esperado, de forma que cada um deles estivesse o mais próximo possível da situação isotérmica. Os coeficientes de transferência de calor foram obtidos a partir de uma vasta pesquisa de correlações na literatura. Ooi (2003) ressalta que apesar dos resultados estarem de acordo com as avaliações experimentais, as simplificações geométricas necessárias e a ampla gama de correlações utilizadas podem não justificar o uso desta abordagem.



**Figura 2.8. Modelo por volumes finitos e *TNW* do cabeçote do compressor avaliado por Almbauer *et al.* (2006)**

Almbauer *et al.* (2006) avaliaram o método *TNW* através da comparação numérica da região do cabeçote do compressor com um método por volumes finitos. O comportamento

térmico do gás nas linhas de sucção, descarga e durante a compressão foi resolvido através de um modelo unidimensional usualmente utilizado para projetos de motores de combustão interna. As regiões sólidas foram discretizadas através de volumes finitos e por *TNW* (Figura 2.8). As duas geometrias têm como condição de contorno externa a temperatura do ambiente interno do compressor, mantida constante e, na região onde fica o cilindro, utilizou-se a taxa média de dissipação de calor resultante da compressão do gás.

Cada elemento térmico que compõe a *TNW* foi representado por equações de balanço de energia semelhantes à expressão (2.1), onde  $\Delta T_{i,j}$  e  $HTF_{i,j}$  representam respectivamente, a diferença de temperatura e a função transferência de calor entre dois elementos térmicos adjacentes, enquanto que  $S_i$  é a geração de calor no interior do elemento.

$$\sum_{j=1}^n HTF_{i,j} \cdot \Delta T_{i,j} + S_i = 0 \quad (2.1)$$

Almbauer *et al.* (2006) simularam dois casos distintos através de cada uma das duas metodologias, volumes finitos e *TNW*. No primeiro caso, obtiveram as funções de transferência de calor entre cada componente a partir da simulação do compressor por volumes finitos. Finalmente, utilizaram as funções de transferência do caso 1 para simular o caso 2 via *TNW*. A Tabela 2.1 mostra os resultados obtidos para alguns dos elementos térmicos da *TNW*.

**Tabela 2.1. Avaliação da função de transferência de calor  $HTF_{i,j}$  [W/K] e da diferença de temperatura  $\Delta T_{i,j}$  [K] para algumas regiões do modelo por *TNW* do compressor estudado por Almbauer et al. (2006).**

	Placa B Tampa B	Cilindro D3 Cilindro C3	Placa C Tampa C	Cilindro B3 Cilindro A3
$HTF_{i,j}$ Caso 1	24,305	0,382	3,666	0,182
$HTF_{i,j}$ Caso 2	2,417	0,945	2,151	0,210
$\Delta T_{i,j}$ Caso 1	0,080	0,080	0,740	0,490
$\Delta T_{i,j}$ Caso 2	0,800	0,015	1,144	0,240

A conclusão dos autores foi que apesar do campo de temperaturas nas duas metodologias apresentarem boa concordância, as funções de transferência se alteram consideravelmente entre os dois casos. Desta maneira, a utilização do método *TNW* deve ser cautelosa e, na opinião dos autores, deveria ser considerada a utilização de uma quantidade maior de elementos em regiões com grandes gradientes de temperatura. Esse fato remete à

utilização de métodos numéricos diferenciais, que apesar de apresentarem alto custo computacional, podem corrigir estas falhas. Além disso, o nível de discretização dos elementos reduz a necessidade de grandes simplificações geométricas, o que pode reduzir consideravelmente o nível de erro nos resultados.

Raja *et al.* (2003) apresenta o primeiro modelo que utiliza o método de volumes finitos à geometria do compressor para resolver tanto as porções de fluido como os componentes sólidos. O compressor hermético alternativo analisado pelos autores foi dividido em quatro domínios: (i) fluido refrigerante, (ii) óleo lubrificante, (iii) estator do motor elétrico e (iv) rotor do motor elétrico, acionamento mecânico e *kit* mecânico.

O domínio de fluido refrigerante é delimitado pela entrada do passador de sucção, pela carcaça que envolve o ambiente interno, pelo *kit* mecânico em seu interior e pela entrada do tubo *muffler*. No passador de sucção são prescritos valores médios para a velocidade, a intensidade turbulenta e a temperatura média do escoamento. No ambiente interno, o gás tem como condições de contorno a temperatura das faces internas da carcaça e das paredes externas do *kit* mecânico, representado pelo bloco, motor elétrico, cabeçote do cilindro e sistema de descarga.

Embora não indicado pelos autores, o domínio do óleo foi provavelmente simplificado, pois permanece sempre na parte inferior da carcaça, envolvendo o motor elétrico. Normalmente, isso não ocorre, pois o óleo lubrificante deve percorrer dutos no interior do sistema de acionamento mecânico e sair em orifícios junto às regiões mancalizadas. Geralmente, os altos níveis de velocidade alcançados nestas regiões fazem com que o óleo espalhe-se por todo o ambiente interno do compressor. Contudo, Raja *et al.* (2003) consideram que esse domínio tem velocidade nula junto à carcaça e a mesma velocidade angular das partes móveis do motor elétrico, no centro.

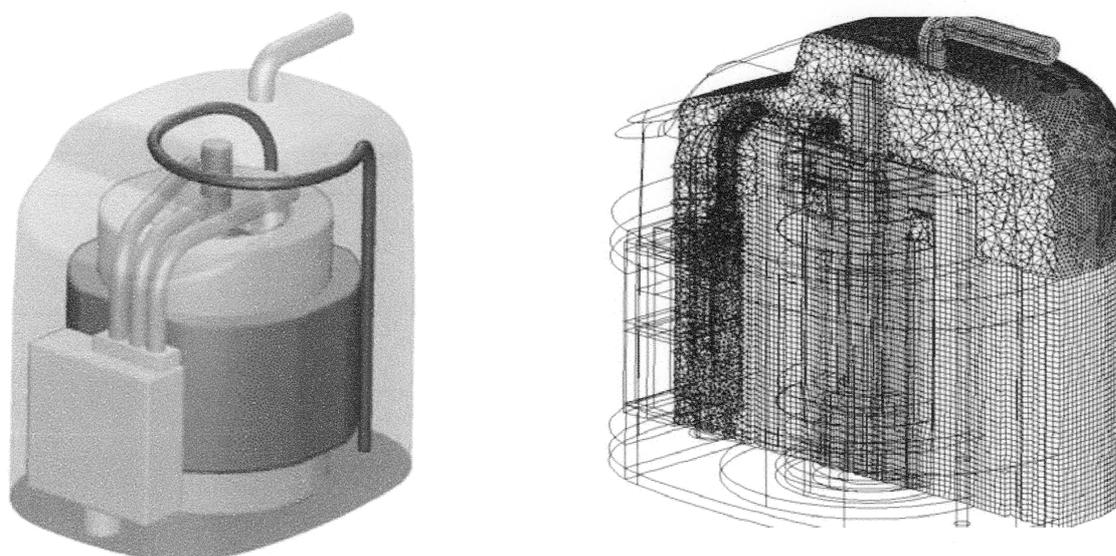
Um detalhe importante do modelo de Raja *et al.* (2003) é que ele não simula a câmara de compressão ou o gás que passa pela descarga. Como já foi citado, o campo de temperatura ao redor da câmara de compressão impacta diretamente sobre o fluxo de massa que o compressor oferece ao sistema. Desprezar esse fato impossibilita uma análise adequada da eficiência do compressor. Os valores de temperatura obtidos no modelo são mostrados na Tabela 2.2 juntamente com os desvios em relação aos dados experimentais, as quais são calculadas de acordo com a expressão (2.2).

$$Desvio[\%] = \frac{T - T_{exp}}{T_{exp,max} - T_{exp,min}} \quad (2.2)$$

**Tabela 2.2. Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para o compressor avaliado por Raja et al. (2003).**

	Experimental [°C]	Numérico [°C]	Desvio [%]
Estator (motor elétrico, sólido)	102,5	100	- 2,0
Ambiente Interno (gás)	74,5	79	+ 3,7
Bloco (sólido)	109,5	124	+ 11,8
Rotor (motor elétrico, sólido)	154,5	132	- 18,4
Eixo (sólido)	131	132	+ 0,8
Óleo lubrificante	95,5	82	- 11,0
Carcaça	68	70	+ 1,6

Bivari *et al.* (2006) executam outra análise térmica do compressor, resolvendo o compressor em códigos distintos. Inicialmente, os autores executam uma simulação da câmara de compressão em regime transiente. Para tal, utilizaram um modelo bidimensional, no qual a posição instantânea do pistão é descrita através uma equação representativa de seu movimento alternativo. No fim do processo, o fluxo de calor que atravessa a parede do cilindro é integrado e sua média é calculada ao longo do ciclo.



**Figura 2.9. Modelo em volumes finitos do compressor avaliado por Bivari *et al.* (2003).**

Aparentemente, a simulação do restante do compressor é executada posteriormente (Figura 2.9), levando em consideração os locais de dissipação de calor citados anteriormente (motor elétrico, mancais e cilindro). Por meio destas simulações, os autores obtêm dados, tais como perda de carga no sistema de descarga e perfil de temperatura no compressor. Apesar de não ficar claro no trabalho o local onde os valores de temperatura foram avaliados, os resultados apresentados na Tabela 2.3 são representativos para que se possa avaliar a

concordância com os dados experimentais. Além disso, nada é citado a respeito da influência do perfil térmico sobre o modelo que simula a câmara de compressão.

**Tabela 2.3. Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para o compressor avaliado por Bivari *et al.* (2003).**

	Experimental [°C]	Numérico [°C]	Desvio [%]
Posição 1	79	74	-6,1
Posição 2	90	86	- 4,5
Posição 3	80	70	- 12,2
Posição 4	72	66	- 7,3
Posição 5	117	104	- 15,9
Posição 6	105	94	- 13,4
Posição 7	97	83	- 17,1
Posição 8	95	87	- 9,8
Câmara de Sucção	72	56	- 19,5
Carcaça Superior	66	66	0,0

Em compressores convencionais adotados em refrigeração doméstica, a diferença entre a máxima e a mínima temperatura é geralmente da ordem 130°C e percebe-se que tanto na simulação de Raja *et al.* (2003) como na de Bivari *et al.* (2006), as maiores variações obtidas entre resultados numéricos e experimentais são da ordem 15°C, ou seja, da ordem de 12%. Quando se leva em consideração a potencialidade das ferramentas numéricas utilizadas, estas variações podem ser consideradas elevadas. Além disso, nenhum dos dois modelos revisados é capaz de estimar, de forma direta, o efeito do superaquecimento sobre o desempenho do compressor. Conclui-se, portanto, que as ferramentas numéricas por volumes finitos ainda estão em fase de avaliação, havendo possibilidade do desenvolvimento de outras abordagens similares.

Recentemente, Ribas Jr. (2007) apresentou a Metodologia Híbrida (MH) para simulação térmica do compressor. Esta metodologia alia uma formulação diferencial para a obtenção do campo de temperatura nos componentes sólidos do compressor à simulação de baixo custo computacional da simulação do gás proporcionada pelo método de condutância global, como feito por Todescat *et al.* (1992).

De forma sucinta, a difusão de calor nos componentes sólidos – o autor utilizou somente a geometria do bloco e do cabeçote do compressor – é calculada através do método de volumes finitos e o comportamento do gás é resolvido através da aplicação de modelos globais aplicados às câmaras do compressor (sucção, descarga, ambiente interno). Os dois modelos são acoplados através de coeficientes globais de transferência de calor, calculados

com o auxílio de dados experimentais. Aliado a esses modelos, Ribas Jr. (2007) utilizou o modelo termodinâmico transiente da câmara de compressão desenvolvido por Todescat *et al.* (1990) para obter a variação do desempenho termodinâmico do compressor mediante alterações no perfil térmico. Os resultados mostrados na Tabela 2.4, quando comparados a dados experimentais, apresentaram excelente concordância.

**Tabela 2.4. Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para o compressor avaliado por Ribas (2007).**

	Experimental [°C]	Numérico [°C]	Desvio [%]
Ambiente Interno (gás)	77,1	75,8	1,2
Câmara de Sucção (gás)	53,4	55,7	2,3
Cilindro (sólido)	94,8	99,0	4,1
Câmara de Descarga (gás)	133,5	133,2	0,3
Linha de Descarga (gás)	94,8	94,6	0,2
Motor Elétrico (sólido)	87,3	86,7	0,6
Carcaça (sólido)	66,0	65,3	0,7

### 2.3. Síntese e Objetivos Específicos do Trabalho

Atualmente, a indústria de compressores de refrigeração busca intensamente por soluções que levem ao aumento do desempenho térmico destes equipamentos. A complacência na pesquisa nesta área citada por Shiva Prasad (1998) tem diminuído, fato que é refletido pela ampla gama de publicações recentes envolvendo metodologias de análise térmica. Isto decorre principalmente dos ganhos conseguidos através do desenvolvimento de compressores nos quais os aspectos térmicos são concomitantemente avaliados. Ganhos que em momentos anteriores eram considerados muito pequenos passam a ser significativos principalmente devido aos avanços tecnológicos adquiridos em outras áreas de pesquisa envolvendo compressores de refrigeração.

Ainda assim, a discussão das alternativas para melhoria do perfil térmico de compressores é pouco divulgada na literatura. Um dos prováveis motivos para isto é o fato de que poucas soluções podem ser universalmente utilizadas. Desta maneira, as opções devem ser constantemente reavaliadas e outras, desenvolvidas de acordo com o caso de interesse. Neste contexto, pode-se afirmar que o isolamento da câmara de sucção, conforme citado por Sim *et al.* (2000), dificilmente não promoverá um aumento do desempenho do compressor pelo aumento de seu rendimento volumétrico. No entanto, em alguns casos, esse efeito pode

ser pequeno se comparado à utilização de um sistema de descarga isolado para evitar a transferência de calor para a sucção.

Por este motivo, é importante que sejam implementadas metodologias numéricas capazes de prever os efeitos térmicos decorrentes de alterações de projeto, evitando custos excessivos de testes em protótipos. As metodologias desenvolvidas ao longo das últimas décadas apresentaram grandes evoluções, principalmente quanto à capacidade crescente de simular adequadamente a interação entre as diversas formas de transferência de calor que ocorre no interior de compressores.

Logicamente, o aumento da discretização do domínio estudado aumenta o custo computacional da simulação numérica. Esse efeito pode-se percebido claramente quando se compara a metodologia global proposta por Todescat *et al.* (1992) e a de volumes finitos de Raja *et al.* (2003). Ou seja, é importante que algumas decisões em relação à metodologia de avaliação sejam tomadas.

Considerando-se a taxa de crescimento atual da capacidade de processamento computacional, pode-se antecipar que em breve será possível simular o compressor por completo. Por esse motivo, as metodologias baseadas inteiramente em volumes finitos e que possuem atualmente altos custos computacionais, não devem ser descartadas. Além disso, espera-se que, dada o grande potencial da formulação diferencial para o detalhamento do campo térmico de compressores, o estudo e a implementação de metodologias baseadas em volumes finitos poderão viabilizar conceitos de compressores bastante distintos no futuro.

Paralelamente, soluções alternativas como a Metodologia Híbrida proposta por Ribas Jr. (2007) que aliam qualidade de resultados a custos computacionais reduzidos, são de extrema importância. De fato, atualmente, tais metodologias já são capazes de oferecer à indústria os subsídios necessários para a avaliação térmica de compressores.

A partir da revisão da literatura e das considerações aqui apresentadas, os seguintes tópicos foram definidos como objetivos específicos do presente trabalho:

- Adequação e implementação dos modelos que compõem a Metodologia Híbrida desenvolvida por Ribas Jr. (2007) para o compressor hermético alternativo a ser analisado;
- Desenvolvimento e implementação da denominada Metodologia de Fluxo Médio que alia o modelo termodinâmico da câmara de compressão de Ussyk (1984) e Todescat *et al.* (1990) a modelos de volumes finitos para solução do comportamento térmico dos demais componentes do compressor;

- Obtenção de dados experimentais para a calibração das metodologias de análise térmica e que, posteriormente, sejam utilizadas para a validação, comparação e escolha da metodologia a ser utilizada na atividade de gerenciamento térmico do compressor;
- Propor, modelar e avaliar algumas alternativas que possam reduzir o perfil térmico do compressor e, conseqüentemente, melhorar a sua eficiência global.

## 3. Metodologia Híbrida

A metodologia híbrida de simulação numérica desenvolvida por Ribas Jr. (2007) busca aliar a qualidade dos resultados oferecidos pelas técnicas em *CFD* ao baixo custo computacional dos modelos globais e à possibilidade de calibração via dados experimentais.

De modo geral, nessa metodologia, ferramentas *CAD* são utilizadas para gerar o domínio de solução do perfil de temperatura nos componentes sólidos. Paralelamente, é implementado o modelo termodinâmico que assume que o gás no interior da câmara de compressão tem comportamento espacialmente uniforme e transiente no que diz respeito ao tempo. Acoplado a isso, é aplicado o modelo térmico global ao escoamento do gás no interior das câmaras restantes (sucção, descarga, ambiente interno e linha de descarga), através de uma formulação de condutância global.

O acoplamento desses três modelos é feito através da calibração dos coeficientes globais de transferência de calor obtidos pela avaliação experimental do perfil térmico do compressor que é objeto de estudo.

O presente capítulo trata dos modelos para (i) os aspectos termodinâmicos transientes aplicados à câmara de compressão, (ii) formulação de condutância global para as câmaras restantes, (iii) formulação de volumes finitos para os componentes sólidos, e (iv) os procedimentos de acoplamento e de solução do perfil térmico do compressor. Os dados experimentais e os procedimentos de calibração serão apresentados no Capítulo 5.

### 3.1. Considerações Iniciais

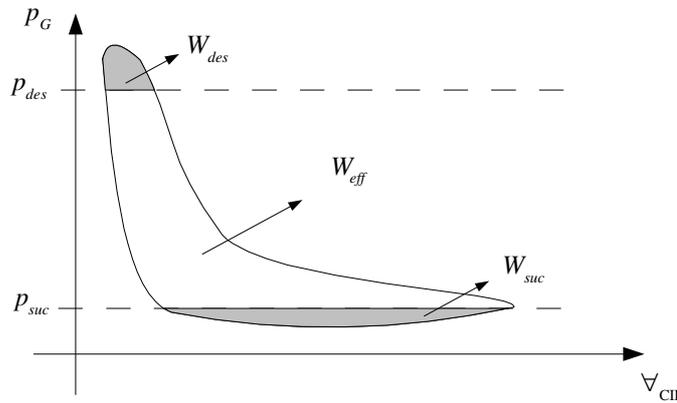
Um compressor pode ser caracterizado, de forma geral, pelo fluxo de massa por ele bombeado e pela potência elétrica consumida. Estes parâmetros globais podem ser medidos diretamente ou obtidos a partir de uma análise teórica envolvendo as condições de operação do compressor, suas características geométricas e o processo de compressão propriamente dito. A integração do diagrama indicado ( $p$ - $V$ ) referente ao processo de compressão do gás (Figura 3.1) resulta no trabalho indicado  $W_{ind}$ . Ao multiplicar esse valor pela frequência de operação  $f_n$  do compressor obtém-se a potência termodinâmica ou indicada,  $\dot{W}_{ind}$ .

As regiões acinzentadas da mesma figura representam o trabalho necessário para escoar o gás pelos orifícios de sucção e descarga, referidos como trabalho de sucção  $W_{suc}$  e

descarga  $W_{des}$ , respectivamente. Se estas parcelas forem descontadas do trabalho indicado obtém-se o trabalho efetivo  $W_{eff}$ , ou seja, o trabalho que foi efetivamente entregue para a compressão de determinada massa de gás ao longo de um ciclo. As expressões para a potência indicada e para a potência efetiva são mostradas nas Equações (3.1) e (3.2).

$$\dot{W}_{ind} = -f_n \oint p_G d\forall \quad (3.1)$$

$$\dot{W}_{eff} = \dot{W}_{ind} - \dot{W}_{suc} - \dot{W}_{des} \quad (3.2)$$



**Figura 3.1. Diagrama indicado do processo de compressão destacando os trabalhos efetivo, de sucção e de descarga.**

A presença de mancais hidrodinâmicos no sistema de acionamento mecânico resulta na dissipação de parte da potência de eixo sob a forma de calor. A dissipação de calor  $\dot{Q}_{mec}$  se dá em quatro regiões do compressor: (i) eixo/bloco, (ii) eixo/bucha de montagem, (iii) eixo/biela e (iv) folga pistão/cilindro. Assim,

$$\dot{Q}_{mec} = \dot{Q}_{mec,bl} + \dot{Q}_{mec,bu} + \dot{Q}_{mec,bi} + \dot{Q}_{mec,cil} \quad (3.3)$$

A taxa de conversão  $\dot{Q}_{mec}$  pode ser estimada a partir de dados experimentais, uma vez que a complexa interação entre as cargas dinâmicas que atuam sobre o mecanismo dificultam as estimativas teóricas. Se esta taxa for adicionada à potência indicada, obtém-se o valor da potência mecânica  $\dot{W}_{mec}$ , como mostra a expressão abaixo.

$$\dot{W}_{mec} = \dot{W}_{ind} + \dot{Q}_{mec} \quad (3.4)$$

Outro ponto de dissipação de calor ocorre no motor elétrico e é definido pela ineficiência do equipamento em converter a energia elétrica consumida, em sua totalidade, em

energia mecânica para o eixo de acionamento mecânico do pistão. A taxa de consumo de energia do compressor  $\dot{W}_{ele}$  é dada por:

$$\dot{W}_{ele} = \dot{W}_{mec} + \dot{Q}_{mot} \quad (3.5)$$

As potências elétrica e mecânica podem ser reescritas em função da potência indicada de acordo com o rendimento do respectivo processo de conversão como apresentado pelas equações (3.6) e (3.7).

$$\dot{W}_{mec} = \frac{\dot{W}_{ind}}{\eta_{mec}} \quad (3.6)$$

$$\dot{W}_{ele} = \frac{\dot{W}_{mec}}{\eta_{ele}} = \frac{\dot{W}_{ind}}{\eta_{ele}\eta_{mec}} \quad (3.7)$$

O segundo parâmetro global do compressor refere-se à vazão de massa de refrigerante. Por conveniência, qualquer vazão de massa [kg/s] a ser relatado no presente trabalho será denominada simplesmente vazão, a menos que se indique o contrário. Assim, quando o compressor é montado em um sistema de refrigeração e é submetido à determinada condição de funcionamento, ele é capaz de oferecer uma vazão  $\dot{m}_{evap}$ . Essa vazão depende da frequência de operação do compressor, do deslocamento volumétrico que ele fornece, da massa específica do gás que entra na câmara de compressão e do seu rendimento volumétrico. Este último parâmetro é influenciado por diversas características geométricas e termodinâmicas do sistema, tais como, volume morto e razão de pressão. Estes aspectos serão abordados em detalhes no Capítulo 6. A partir da vazão e da variação da entalpia específica do gás ao passar pelo evaporador, pode-se calcular a capacidade do sistema de refrigeração  $\dot{Q}_{evap}$  dada pela expressão (3.8).

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{evap} \Delta h_{evap} \quad (3.8)$$

### 3.2. Formulação Global para a Câmara de Compressão

Para que seja possível a avaliação do desempenho do compressor é necessária a determinação do comportamento do gás durante o processo de compressão. A câmara de compressão é localizada no interior do bloco do compressor alternativo e seus limites são a parede do cilindro, a placa de válvulas e, na direção axialmente oposta, o topo do pistão, conforme mostra a Figura 3.2. A função principal desta câmara é a admissão de determinada massa de gás refrigerante, a compressão por redução do seu volume interno e, por fim, a descarga em um nível mais elevado de pressão.

O pistão desliza axialmente dentro do cilindro impelido pelo mecanismo biela-manivela ligado ao eixo mecânico do compressor. O movimento alternativo do pistão faz com o volume da câmara de compressão varie periodicamente, caracterizando quatro etapas distintas ao longo do ciclo: sucção, compressão, descarga e expansão do gás.

Durante os processos de sucção e descarga ocorre a entrada e saída de gás, respectivamente, da câmara de compressão. Esses fluxos de massa são decorrentes da diferença de pressão do gás no interior no cilindro e nas câmaras de sucção e descarga, bem como da posição instantânea de abertura das válvulas de sucção e descarga. A variação, bem como a quantidade de massa presente em cada instante da compressão, afeta a forma como a pressão do gás varia ao longo do ciclo. Soma-se a isso a transferência de calor pelas paredes do cilindro, placa de válvulas e topo do pistão, o que também altera o estado termodinâmico instantâneo do gás.

Assim são necessários quatro grupos de equações para a simulação generalizada da câmara de compressão:

- Equações representativas do mecanismo que promove as alterações geométricas referentes à posição do pistão, bem como a variação do volume da câmara de compressão;
- Equações da dinâmica das válvulas que considerem as forças que agem sobre as mesmas e o comportamento cinemático resultante;
- Modelos para o fluxo de massa de gás que atravessa as fronteiras da câmara de compressão bem como a conservação da massa em seu interior;
- Modelo termodinâmico que permita o cálculo das diversas propriedades instantâneas do gás ao longo do ciclo de compressão.

O acoplamento destes grupos de equações diferenciais e algébricas apresentado por Ussyk (1984) permite a simulação do processo de compressão. Diversas modificações do modelo já foram executadas, e dependendo do objetivo da análise, dispõe-se de modelos com maior ou menor grau de sofisticação. Este trabalho visa a obtenção do perfil térmico e de seu efeito sobre o desempenho do compressor. Desta forma, determinados modelos podem ser relativamente simplificados, pois se admite que seus efeitos sobre o perfil térmico não sejam diretos e, por este motivo, suficientemente adequados para uma avaliação comparativa.

### 3.2.1. Cinemática do Mecanismo de Acionamento e Relações Volumétricas da Câmara de Compressão

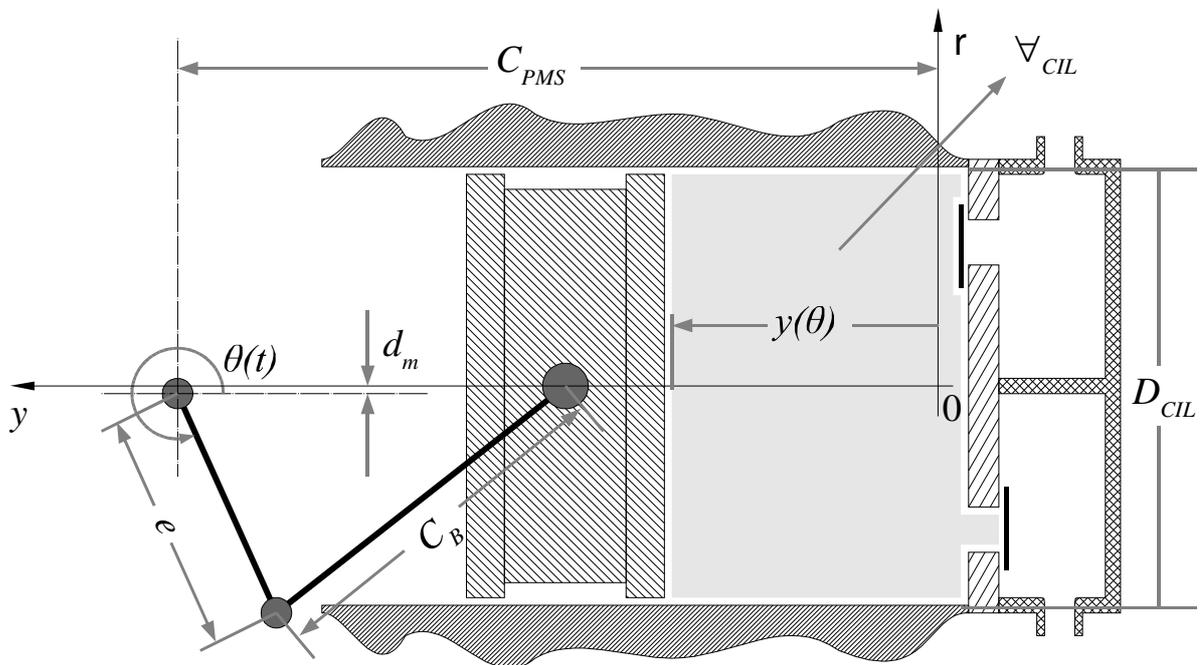


Figura 3.2. Câmara de compressão e dados geométricos do mecanismo de acionamento do pistão.

O movimento axial alternativo do pistão pode ser descrito pela Equação (3.9), onde sua posição  $y(\theta)$  é calculada em função da posição angular do eixo de acionamento do compressor  $\theta$  e dos parâmetros geométricos mostrados na Figura 3.2, os quais caracterizam o sistema de acionamento.

$$y(\theta) = C_{PMS} - \left[ e \cos \theta + \left( C_B^2 - (e \sin \theta - d_m)^2 \right)^{1/2} \right] \quad (3.9)$$

Os termos apresentados na expressão (3.9) são descritos a seguir:

$\theta$	: posição angular do eixo mecânico;
$y(\theta)$	: posição axial do pistão;
$C_{PMS}$	: distância entre ponto morto superior e o centro do eixo mecânico;
$C_B$	: comprimento da biela do pistão
$e$	: distância entre o eixo de simetria do excêntrico e o eixo mecânico;
$d_m$	: distância normal entre o eixo de simetria do pistão e o eixo mecânico.

De posse da expressão para a posição do pistão, pode-se determinar o volume instantâneo da câmara de compressão em termos da posição angular do eixo mecânico como mostrado pela Equação (3.10).

$$\nabla_{CIL}(\theta) = \pi R_{CIL}^2 y(\theta) + \nabla_{morto} \quad (3.10)$$

Na expressão acima,  $\nabla_{morto}$  refere-se ao volume morto, ou seja, o volume residual da câmara de compressão quando o pistão alcança o final do curso, denominado ponto morto superior (PMS). Como a velocidade angular do eixo do mecanismo de acionamento do pistão é constante e igual a  $\omega = 2\pi f_n$ , a posição angular do eixo pode ser calculada a partir de:

$$\theta = \omega t = 2\pi f_n t \quad (3.11)$$

Assim, substituindo as expressões (3.9) e (3.11) na expressão para o volume instantâneo do cilindro, obtém-se a equação (3.12) para o volume em função do tempo:

$$\nabla_{CIL}(t) = \pi R_{CIL}^2 \left\{ C_{PMS} - \left[ e \cos(2\pi f_n t) + \left( C_B^2 - (e \sin(2\pi f_n t) - d_m)^2 \right)^{1/2} \right] \right\} + \nabla_{morto} \quad (3.12)$$

### 3.2.2. Dinâmica das Válvulas

As válvulas de compressores alternativos são usualmente palhetas metálicas engastadas que têm suas aberturas e seus fechamentos regidos pelo somatório das forças que agem sobre suas superfícies. Esse somatório é função da força devida à diferença de pressão atuando sobre as válvulas  $F_p$  e de outras forças  $F_o$ , como por exemplo, aquela que oferecida pelo atrito viscoso originado no filme de óleo geralmente existente entre a palheta e o assento.

A dinâmica das válvulas é um fenômeno de difícil modelagem, sendo totalmente dependente da interação entre o fluido e a estrutura. Considerando-se este fato, optou-se, por

simplicidade, adotar o modelo massa-mola-amortecedor descrito por Lopes e Prata (1997) e utilizado por Deschamps *et al.* (2002). Esse modelo assume que as válvulas se movem axialmente ao longo do eixo de simetria dos orifícios de sucção e descarga (Figura 3.3), e têm sua dinâmica modelada de acordo com a Equação (3.13). Os termos  $\ddot{x}_v$ ,  $\dot{x}_v$  e  $x_v$  referem-se à aceleração, à velocidade e ao deslocamento da válvula em relação ao assento e os parâmetros  $M_v$ ,  $C_v$ , e  $K_v$  são à massa equivalente, o coeficiente de amortecimento e a rigidez do sistema dinâmico.

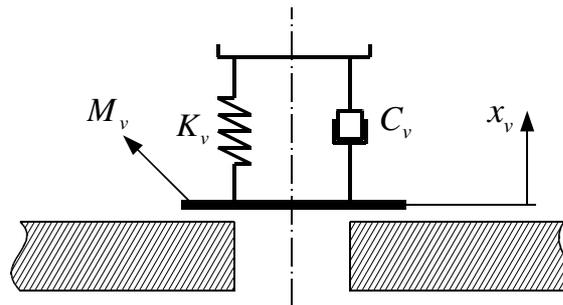


Figura 3.3. Modelo esquemático das válvulas da câmara de compressão.

$$M_v \ddot{x}_v + C_v \dot{x}_v + K_v x_v = F_p + F_o \quad (3.13)$$

### 3.2.3. Fluxos de Massa através das Fronteiras da Câmara de Compressão

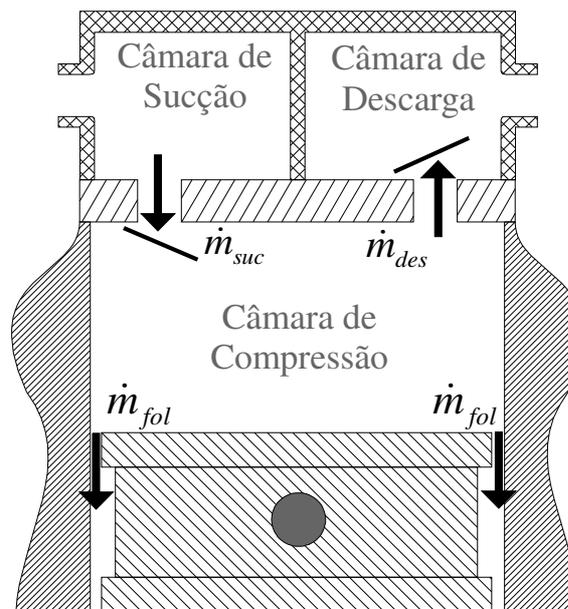


Figura 3.4. Regiões de entrada ou saída de massa da câmara de compressão.

De acordo com a Figura 3.4, é possível identificar três fronteiras pelas quais, massa atravessa a câmara de compressão: duas sobre os orifícios de sucção  $\dot{m}_{suc}$  e descarga  $\dot{m}_{des}$  e um na folga  $\dot{m}_{fol}$  existente entre a lateral do pistão e a parede do cilindro. Ussyk (1984) modelou a vazão de gás através de orifícios com referência a um escoamento compressível isentrópico através de um bocal convergente como mostra o esquema da Figura 3.5. De acordo com o autor, a expressão (3.14) descreve a vazão deste escoamento.

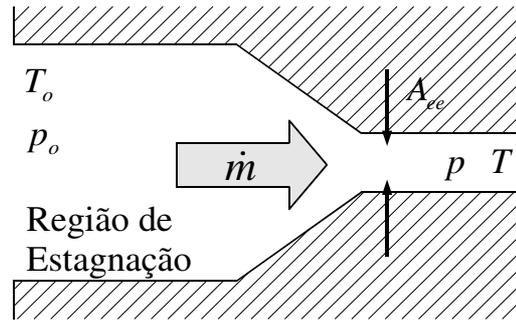


Figura 3.5. Modelo de escoamento em válvulas.

$$\dot{m} = A_{ee} p_o \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)\mathfrak{R}T_o} \left( \Pi^{2/\gamma} - \Pi^{\gamma+1/\gamma} \right)} \quad (3.14)$$

onde:

- $p_o, p$  : pressão de estagnação a montante, pressão estática na saída do bocal;
- $\Pi$  : razão de pressão instantânea  $\Pi = p/p_o$ ;
- $T_o$  : temperatura a montante;
- $\mathfrak{R}$  : constante do gás;
- $\gamma$  : razão de calores específicos  $\gamma = c_p/c_v$ ;
- $A_{ee}$  : área efetiva de escoamento;

O valor de  $\Pi$  é modificado de acordo com a Equação (3.15) se uma condição de escoamento crítico é atingida, ou seja, quando o número de Mach do escoamento de gás alcança a unidade na região da garganta.

$$\Pi = \frac{2}{\gamma+1} \quad \text{se} \quad \frac{p}{p_o} \leq \frac{2}{\gamma+1} \quad (3.15)$$

A área efetiva de escoamento,  $A_{ee}$ , está diretamente relacionada à restrição oferecida ao escoamento pelo sistema orifício/palhetas e relaciona a vazão real pelo orifício e aquela calculada assumindo um escoamento isentrópico. O valor de  $A_{ee}$  é função de diversos parâmetros, tais como a posição instantânea da válvula, a posição do pistão e a geometria do orifício, e pode ser obtida experimental ou numericamente. Maiores detalhes a respeito de definições e da determinação de áreas efetivas podem ser obtidas no trabalho de Driessen (1986).

O escoamento através dos orifícios pode ser por fluxo normal ou por refluxo dependendo fundamentalmente da diferença de pressão no orifício. A Equação (3.14) segue válida para as duas situações, entretanto as condições de contorno alteram-se de acordo com a Tabela 3.1.

Finalmente, o presente trabalho desconsidera a perda de carga ao longo da linha de sucção (saída do evaporador, passador de sucção, ambiente interno e câmara de sucção), de modo que  $p_{suc} = p_{evap}$ . De maneira análoga, a pressão agindo no lado externo da válvula de descarga é assumida igual à pressão de condensação  $p_{des} = p_{cond}$ .

**Tabela 3.1. Condições de contorno para a Equação (3.14).**

Válvula	Condição de Fluxo	$p_o$	$p$	$T_o$	Símbolo	
Sucção	Normal	$p_{suc} > p_G$	$p_{suc}$	$p_G$	$T_{suc}$	$\dot{m}_{suc}^i$
	Refluxo	$p_{suc} < p_G$	$p_G$	$p_{suc}$	$T_G$	$\dot{m}_{suc,r}^i$
Descarga	Normal	$p_{des} < p_G$	$p_G$	$p_{des}$	$T_G$	$\dot{m}_{des}^i$
	Refluxo	$p_{des} > p_G$	$p_{des}$	$p_G$	$T_{des}$	$\dot{m}_{des,r}^i$

Além dos orifícios de sucção e descarga, massa pode entrar ou sair da câmara de compressão através da folga pistão/cilindro. O escoamento, composto por uma mistura de gás refrigerante e óleo lubrificante, se dá nos dois sentidos entre a câmara de compressão e o ambiente interno do compressor, e é influenciado por diversos fatores, tais como a diferença de pressão entre as duas câmaras, a velocidade instantânea do pistão, as propriedades termodinâmicas da mistura e a geometria da folga.

Lilie e Ferreira (1984) apresentaram um modelo para a vazão de refrigerante na folga cuja principal simplificação é desconsiderar a existência do óleo na folga entre pistão e cilindro. Segundo os autores, a velocidade média do escoamento de gás na direção paralela ao eixo de simetria do cilindro é dada pela Eq. (3.16), sendo representado na Figura 3.6.  $V_{PIS}$  é a

velocidade instantânea do pistão obtida a partir da derivada da expressão da posição do pistão (3.9) em relação ao tempo e  $K$  é a razão entre o raio do pistão e o raio do cilindro.

$$\bar{V}_{fol} = V_{PIS} \left( \frac{1 - K^2 + 2K^2 \ln(K)}{2 \ln(K)(1 - K^2)} \right) + \frac{(p_G - p_{suc})R_{CIL}}{8\mu_G L} \left( \frac{1 - K^4}{1 - K^2} + \frac{1 - K^2}{\ln(K)} \right) \quad (3.16)$$

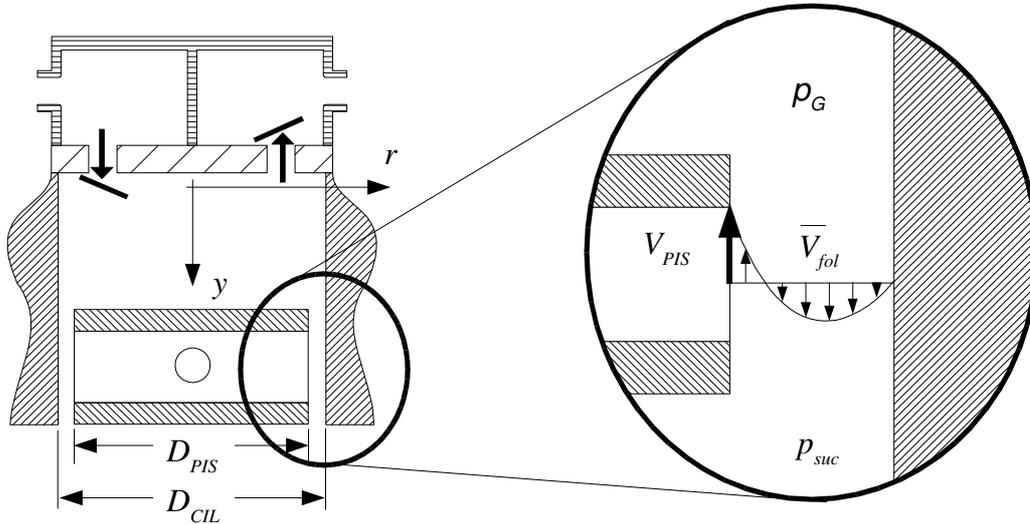


Figura 3.6. Perfil de velocidade na folga existente entre o pistão e o cilindro da câmara de compressão.

A vazão de massa instantânea pela folga pistão/cilindro pode então ser calculada de acordo com a Eq. (3.17).

$$\dot{m}_{fol}^i = \rho_G \bar{V}_{fol} \pi R_{CIL}^2 (1 - K^2) \quad (3.17)$$

#### 3.2.4. Conservação de Massa Aplicada à Câmara de Compressão

A partir das informações das vazões instantâneas de refrigerante, pode-se determinar a expressão para conservação da massa no interior do cilindro. Conforme o procedimento adotado por Pèrez-Segarra *et al.* (2005), toma-se uma posição arbitrária do pistão  $A$ , no instante de tempo  $t$ , mostrada no diagrama indicado ( $p-\nabla$ ) da Figura 3.7. A quantidade de massa no interior do cilindro neste instante é  $M_A^t$ . A partir desse momento, o volume da câmara aumenta e a pressão média do gás em seu interior é conseqüentemente reduzida.

No momento em que a diferença de pressão atuando sobre a válvula de sucção é suficiente para vencer as forças de resistência que agem sobre a mesma, a palheta desloca-se e determinada quantidade de gás é succionada. Ao atingir o ponto morto inferior, o pistão então inverte a direção de seu movimento, passando a reduzir o volume interno da câmara de

compressão. No entanto, devido às forças de inércia que agem sobre a válvula, massa pode continuar a atravessar o orifício de sucção até o ponto  $B$ , onde a válvula fecha. Destaca-se que até o ponto  $b$ , devido à diferença de pressão que age sobre a válvula, só é possível a existência de fluxo normal. Já no intervalo  $b-B$ , pode haver tanto a entrada de massa por fluxo normal  $m_{suc}$  como a saída, por refluxo  $m_{suc,r}$ .

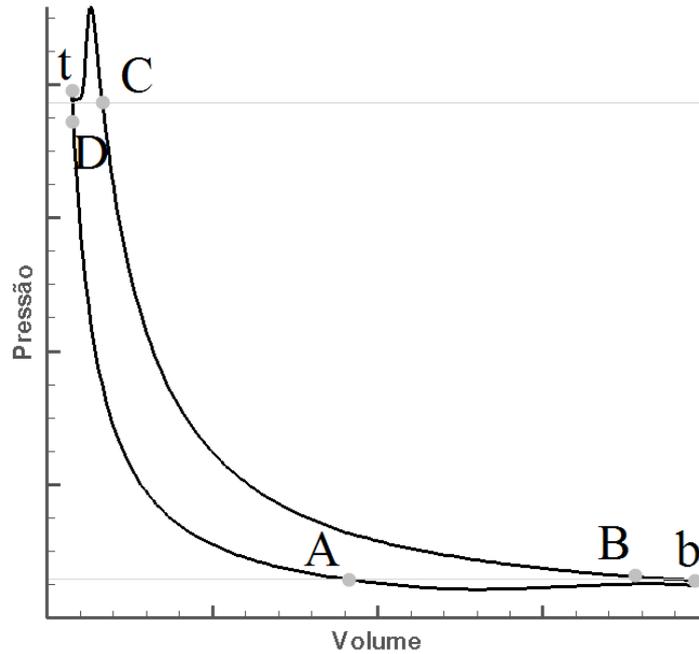


Figura 3.7. Diagrama indicado e os processos de sucção (A-B), compressão (B-C), descarga (C-D) e expansão (D-A). Os pontos t e b representam o ponto morto superior e inferior, respectivamente.

Entre os pontos  $B$  e  $C$ , o gás é comprimido no interior do cilindro, sua pressão aumenta e, eventualmente, a força originada pela diferença de pressão entre os dois lados da palheta de descarga torna-se maior do que as forças resistivas que atuam sobre a mesma. No instante  $C$ , a válvula abre e uma quantidade de massa é descarregada até o ponto  $t$ , ponto morto superior da câmara de compressão. A válvula permanece aberta devido à inércia e massa continua a atravessar o orifício da válvula de descarga até o ponto  $D$ . De modo semelhante à sucção, até o PMS, existe somente escoamento por fluxo normal  $m_{des}$ . Após esse ponto, é possível a existência de entrada de massa por refluxo  $m_{des,r}$  até o fechamento da válvula de descarga. O volume da câmara de compressão segue aumentando até que retorne ao ponto de partida  $A$ , havendo em seu interior, uma quantidade de massa igual a  $M_A^{t+\Delta t}$ .

Deve-se ressaltar que durante todo o ciclo uma determinada quantidade de massa  $m_{fol}$  atravessa a folga entre pistão, tendo valor negativo ao entrar e positivo em caso contrário. Assim, a equação da conservação da massa ao longo do ciclo é mostrada pela expressão (3.18).

$$(M_A^{t+\Delta t} - M_A^t) + (m_{suc} - m_{suc,r} - m_{des} + m_{des,r} - m_{fol}) = 0 \quad (3.18)$$

Depois de um determinado tempo de funcionamento, o compressor entra em um regime dito periodicamente desenvolvido, ou seja, sempre que determinado ponto no ciclo é alcançado, as propriedades termodinâmicas do gás são semelhantes àsquelas encontradas no ciclo anterior. Assim,

$$M_A^{t+\Delta t} - M_A^t = 0 \quad (3.19)$$

e o balanço de massa ao longo de um ciclo torna-se:

$$m_{suc} - m_{suc,r} - m_{des} + m_{des,r} - m_{fol} = 0 \quad (3.20)$$

A partir da integração da equação da continuidade no longo do volume de controle encerrado no interior da câmara de compressão, obtém-se taxa instantânea de variação da massa de gás em seu interior conforme mostra na Equação (3.21).

$$\frac{dm_G}{dt} = \dot{m}_{suc}^i - \dot{m}_{suc,r}^i - \dot{m}_{des}^i + \dot{m}_{des,r}^i - \dot{m}_{fol}^i \quad (3.21)$$

### 3.2.5. Conservação da Energia Aplicada à Câmara de Compressão

O processo de compressão se dá em quatro etapas diferentes: sucção, compressão, descarga e expansão. Ao longo de todo o processo, o gás recebe energia na forma de trabalho de superfície e na forma de calor que atravessa suas fronteiras. A taxa com que a energia atravessa a câmara de compressão modifica as propriedades instantâneas do gás e o funcionamento do compressor de forma geral.

A equação da conservação da energia aplicada a um volume material pode ser escrita como:

$$\rho \frac{de}{dt} = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} + \vec{\nabla} \cdot (\vec{T} \vec{V}) \quad (3.22)$$

Da integração da expressão acima resulta a Equação (3.23). O desenvolvimento para se alcançar a equação da energia integrada é apresentado no Apêndice A do presente trabalho.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\tau} (\rho u) d\tau + \int_S \rho(u + pv)(\vec{V} - \vec{V}_f) \cdot \hat{n} dS = - \int_S \vec{q} \cdot \hat{n} dS - p \int_S \vec{V}_f \cdot \hat{n} dS \quad (3.23)$$

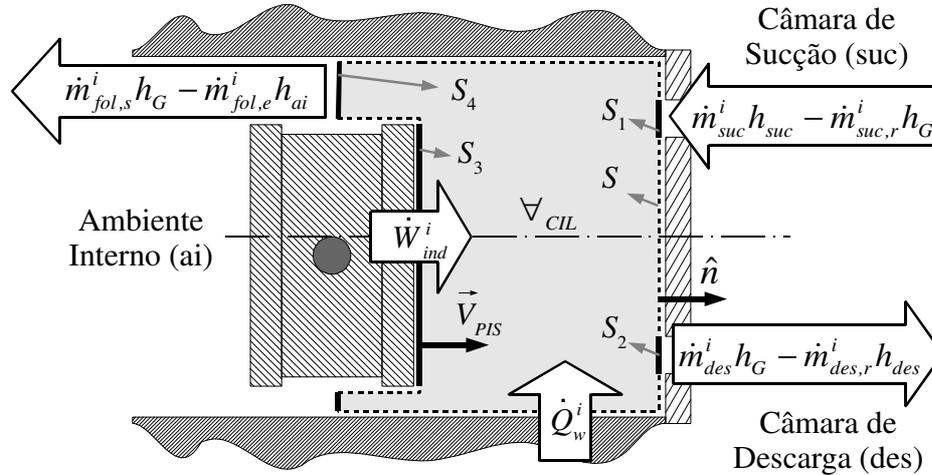


Figura 3.8. Conservação da energia no interior da câmara de compressão.

O primeiro termo da equação representa a taxa de variação da energia interna do gás no interior do volume de controle. O segundo termo equivale ao balanço líquido dos fluxos de entalpia pelas fronteiras do sistema termodinâmico. O terceiro e quarto termo referem-se respectivamente ao total de calor transferido por difusão e à taxa de execução de trabalho que o gás exerce sobre todas as fronteiras.

Para o volume de gás no interior do cilindro, representado na Figura 3.8, percebe-se a existência de cinco superfícies com comportamento distinto. As superfícies  $S_1$ ,  $S_2$  e  $S_4$  referem-se, respectivamente, às fronteiras onde massa atravessa a câmara de compressão a partir das câmaras de sucção e descarga, através dos orifícios e, a partir do ambiente interno, através da folga entre pistão e cilindro. Estas fronteiras são fixas e, portanto a velocidade relativa média é a própria velocidade média do escoamento que atravessa estas superfícies. Desta maneira pode-se avaliar que:

$$\int_S \rho(u + pv)(\vec{V} - \vec{V}_f) \cdot \hat{n} dS = \int_{S_1, S_2, S_4} \rho(u + pv)(\vec{V} - \vec{V}_f) \cdot \hat{n} dS = \sum \dot{m}^i h \quad (3.24)$$

onde  $\dot{m}^i$  representa a vazão de massa atravessando qualquer uma das fronteiras em determinado instante e  $h = u + pv$  é a entalpia específica do fluido na câmara a montante da direção do escoamento.

A superfície  $S_3$  é definida como a fronteira do sistema imediatamente acima do topo do pistão, sendo a única fronteira móvel do sistema. A velocidade da fronteira, dada pela velocidade instantânea do pistão  $\vec{V}_{PIS}$ , faz com que o volume interno da câmara de

compressão varie à mesma taxa. Assim sendo, o segundo termo do lado direito da Equação (3.23) pode ser reescrito como o apresentado abaixo.

$$p \int_S \vec{V}_f \cdot \hat{n} dS = p_G \int_{S_3} \vec{V}_{PIS} \cdot \hat{n} dS = -p_G \left( \pi R_{CIL}^2 \frac{dy}{dt} \right) = -p_G \frac{dV_{CIL}}{dt} = \dot{W}_{ind}^i \quad (3.25)$$

Ao longo de toda a superfície  $S$  ocorre convecção de calor entre o gás e o sólido. Diversas correlações foram propostas para calcular o coeficiente de transferência de calor nas paredes internas do cilindro de compressores, como as de Adair *et al.* (1972), Hamilton (1974) e Liu e Zhou (1984). O desempenho destas e de outras correlações foi avaliado por Fagotti *et al.* (1994) através da análise térmica de um compressor alternativo via modelo global. Os autores concluíram que o modelo de Annand (1963) é o que melhor representa o processo de transferência de calor no cilindro de um compressor alternativo. Esse modelo calcula o número de Nusselt para a parede da câmara de compressão  $Nu_w$  através da Equação (3.26):

$$Nu_w = \frac{H_w D_{CIL}}{k_G} = A Re_w^b \quad (3.26)$$

em que  $k_G$  e  $H_w$  são, respectivamente, a condutividade térmica do gás e o coeficiente de transferência de calor instantâneo para as paredes da câmara de compressão. Além disto,  $D_{CIL}$  corresponde ao diâmetro do cilindro. Annand (1963) sugeriu o valor de 0,7 para ambas as constantes  $A$  e  $b$ . O número de Reynolds  $Re_w$  para esse escoamento é calculado a partir da massa específica  $\rho_G$  e da viscosidade absoluta  $\mu_G$  instantâneas do gás no interior da câmara de compressão.

$$Re_w = \frac{\rho_G \bar{V}_{PIS} D_{PIS}}{\mu_G} \quad (3.27)$$

A velocidade característica, neste caso, é assumida como a velocidade média do pistão  $\bar{V}_{PIS}$  ao longo de um ciclo de compressão. Essa velocidade é calculada com base no comprimento do excêntrico  $e$ , apresentado anteriormente, e na frequência nominal de operação  $f_n$ , conforme mostra a expressão (3.28).

$$\bar{V}_{PIS} = 4ef_n \quad (3.28)$$

O coeficiente de transferência de calor instantâneo para as paredes da câmara de compressão  $H_w$ , calculado a partir da Equação (3.26), é então utilizado para modelar a taxa instantânea de transferência de calor pelo cilindro  $\dot{Q}_w^i$  através da seguinte expressão:

$$\dot{Q}_w^i = H_w A_{CIL} (T_{CIL} - T_G) = \int_S \bar{q} \cdot \hat{n} dS \quad (3.29)$$

onde:

- $T_G$  : temperatura instantânea do gás no interior da câmara de compressão  
 $T_{CIL}$  : temperatura média das paredes do cilindro  
 $A_{CIL}$  : área da parede do cilindro  $A_{CIL} = \pi[D_{CIL}^2/2 + D_{CIL}y(t)]$

Pode-se então reescrever a expressão (3.23), substituindo os termos de fluxo de entalpia, trabalho de fronteira e taxa de transferência de calor através da parede, conforme mostra a expressão abaixo:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\tau} (\rho u) d\tau = \sum \dot{m}^i h - \dot{Q}_w^i + \dot{W}_{ind}^i \quad (3.30)$$

O primeiro termo da equação, que representa o acúmulo de energia interna, pode ser escrito em termos da variação da energia interna específica e da taxa de variação de massa no interior da câmara de compressão:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\tau} (\rho u) d\tau = m_G \frac{\partial u_G}{\partial t} + u_G \frac{dm_G}{dt} \quad (3.31)$$

Utilizando algumas relações termodinâmicas (Bejan, 1997), pode-se afirmar que:

$$\frac{\partial u_G}{\partial t} = c_{v,G} \frac{dT_G}{dt} + \left( T_G \frac{\partial p_G}{\partial T_G} \Big|_v - p_G \right) \frac{dv_G}{dt} \quad (3.32)$$

$$\frac{dv_G}{dt} = \frac{d}{dt} \left( \frac{\forall_{CIL}}{m_G} \right) = \frac{1}{m_G} \frac{d\forall_{CIL}}{dt} - \frac{v_G}{m_G} \frac{dm_G}{dt} \quad (3.33)$$

Substituindo as relações termodinâmicas, a definição para a taxa instantânea de transferência de calor e para potência instantânea de compressão na Equação (3.30), pode-se definir a taxa instantânea de variação da temperatura do gás no interior da câmara de compressão conforme apresentado na Equação (3.34).

$$\frac{dT_G}{dt} = A_T - B_T T_G \quad (3.34)$$

onde,

$$A_T = \frac{1}{m_G c_{v,G}} \left( H_w A_{CIL} T_{CIL} - h_G \frac{dm_G}{dt} - \sum \dot{m}^i h \right) \quad (3.35)$$

$$B_T = \frac{1}{m_G c_{v,G}} \left( H_w A_{CIL} + \left. \frac{\partial p_G}{\partial T_G} \right|_v \frac{dV_{CIL}}{dt} - \left. \frac{\partial p_G}{\partial T_G} \right|_v v_G \frac{dm_G}{dt} \right) \quad (3.36)$$

A pressão do gás no interior do cilindro pode então ser calculada a partir de uma relação termodinâmica em função da temperatura e do volume específico do gás, conforme mostra a expressão (3.37). A pressão, assim como as outras propriedades intensivas do fluido isobutano (R600a), foram obtidas a partir da Equação de Estado de Miyamoto e Watanabe (2002).

$$p_G = f(T_G, v_G) \quad (3.37)$$

### 3.3. Formulação Global para as Câmaras Restantes do Compressor

O compressor sob análise é formado por componentes sólidos que têm funções distintas, desde acionar mecanicamente o pistão, até reduzir o ruído gerado pelo escoamento em seu interior. Por ser hermético, todos esses componentes ficam enclausurados no interior da carcaça do compressor. Assim, o vapor de fluido refrigerante é obrigado a passar por câmaras e dutos formados pelos espaços vazios entre os componentes, antes de retornar ao sistema de refrigeração.

Na seção anterior foram resolvidos todos os aspectos termodinâmicos referentes à passagem do gás no interior da câmara de compressão. Agora serão descritos os modelos para as câmaras de sucção, descarga, ambiente interno e duto de descarga (*bundy*). O presente modelo trata as quatro regiões semelhantemente, pela formulação de condutância global.

Uma das importantes simplificações adotadas diz respeito à discretização temporal. Os fenômenos de transferência de calor no compressor ocorrem em escalas de tempo bastante distintas. Enquanto um ciclo de compressão ocorre em um período de tempo na ordem de milissegundos, o regime permanente para o perfil de temperatura de grandes componentes sólidos como carcaça e bloco é atingido em um período de tempo da ordem de horas. Assim, quando se opta pela utilização de um modelo diferencial (seção 3.4), é computacionalmente inviável, a utilização de uma formulação transiente. Analogamente a praticamente todas as abordagens na literatura revisada, assume-se que a formulação de regime permanente represente de maneira adequada o comportamento térmico do escoamento de gás através das câmaras e dos componentes sólidos, com exceção da câmara de compressão.

Conforme afirmado anteriormente, os processos de transferência de calor no interior de um compressor hermético alternativo são relativamente complexos devido à interdependência de seus componentes do ponto de vista térmico. Dito isso, a Figura 3.9 auxiliará, ao longo desta seção, a construção do modelo térmico global para as câmaras.

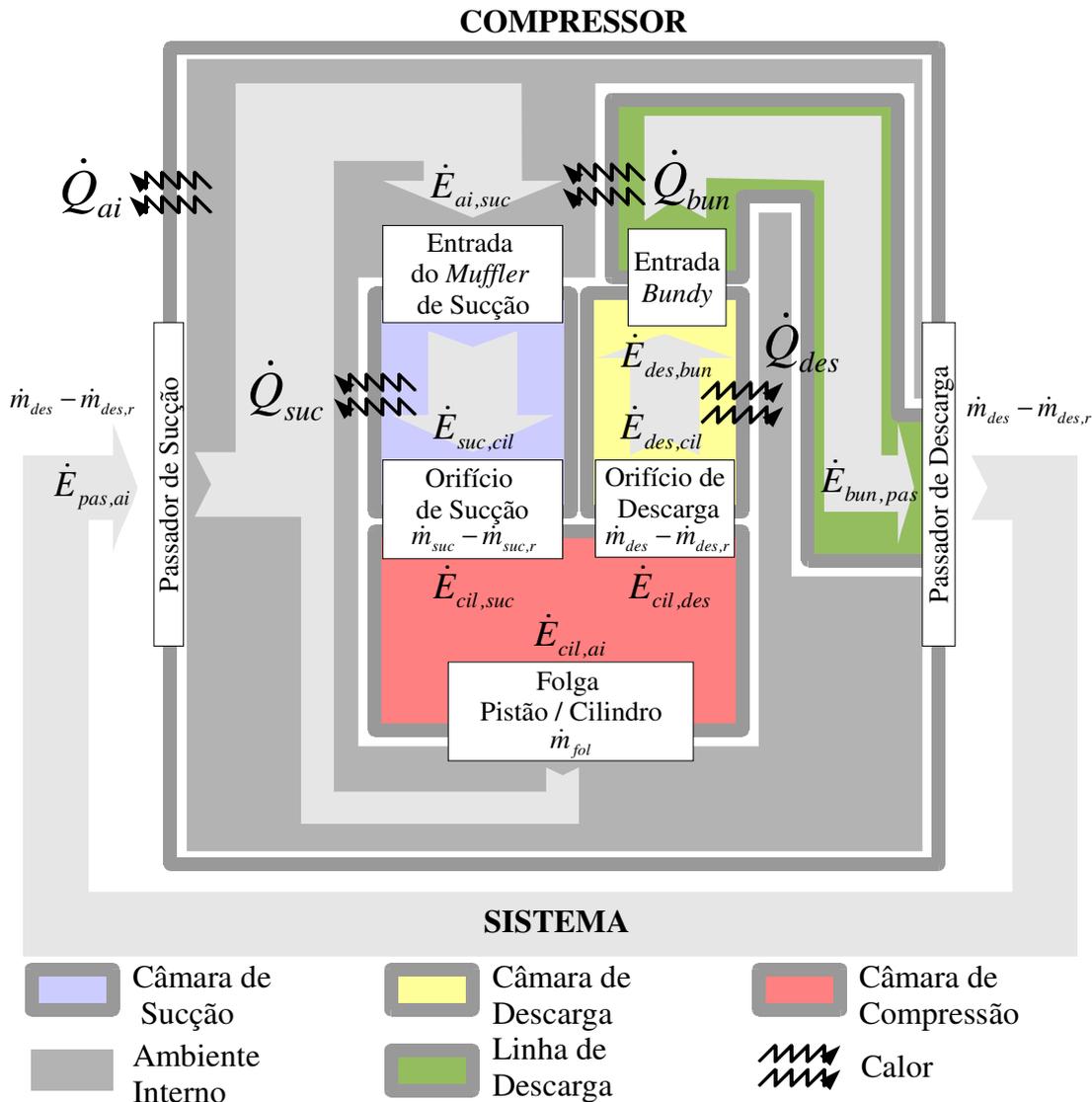
Partindo dos aspectos referentes à conservação da massa, sabe-se que para a câmara de compressão:

$$(\dot{m}_{des} - \dot{m}_{des,r}) = (\dot{m}_{suc} - \dot{m}_{suc,r}) - \dot{m}_{fol} \quad (3.38)$$

A vazão de refrigerante que deixa o cilindro através do orifício de descarga permanece constante ao longo da câmara de descarga, do *bundy* e do restante do sistema de refrigeração (condensador, dispositivo de expansão e evaporador), retornando ao compressor pelo passador de sucção. Ao adentrar o compressor, via ambiente interno, é somada a esta vazão a parcela de massa referente ao vazamento pela folga pistão/cilindro para que então passe à câmara de sucção, onde permanece constante até o retorno à câmara de compressão.

O fluxo de gás transporta uma certa quantidade de energia, a qual é transferida entre as câmaras na forma advectiva. A taxa instantânea com que a energia é transportada entre duas câmaras,  $\dot{E}_{m,n}^i$ , é calculada com base na vazão  $\dot{m}$  que passa da câmara  $m$  para a câmara  $n$ , e na entalpia específica  $h_m^i$  no instante  $i$ . Em regime permanente, a taxa média de transferência de calor por advecção  $\dot{E}_{m,n}$  é calculada como:

$$\dot{E}_{m,n} = f_n \int_{i=t_0}^{t_0+1/f_n} (\dot{m}^i h_m^i) dt \quad (3.39)$$



**Figura 3.9. Modelo de condutância global para a simulação da temperatura do gás no interior das câmaras do compressor.**

A segunda forma de transferência de calor se dá por difusão através das fronteiras sólidas de determinada câmara. A formulação de condutância global, na forma em que foi desenvolvida por Todescat *et al.* (1992), assume que a transferência de calor por difusão ocorre diretamente entre duas câmaras adjacentes, sendo a resistência térmica entre elas dadas pelos coeficientes de condutância global  $UA$ . Na Metodologia Híbrida, a transferência de energia por difusão,  $\dot{Q}_m$ , é calculada através do modelo diferencial apresentado na seção 3.4, o que resulta na equação global (3.40) para a câmara  $m$ . No capítulo 5, onde é apresentada a calibração da Metodologia Híbrida, mostrar-se-á que a presente equação é corrigida com base em dados experimentais. No entanto, a omissão desta informação neste momento não traz nenhum prejuízo à compreensão destes modelos.

$$\dot{Q}_m = \sum \dot{E}_{m,n} \quad (3.40)$$

As equações completas para todas as câmaras mostradas na Figura 3.9, são apresentadas nas Tabelas 3.2 e 3.3.

**Tabela 3.2. Equações da conservação da energia para cada câmara.**

Câmara	Temperatura	Equação da Conservação da Energia
Ambiente Interno	$T_{ai}$	$\dot{Q}_{ai} = \dot{E}_{pas,ai} + \dot{E}_{cil,ai} - \dot{E}_{ai,suc}$ (3.41)
Sucção	$T_{suc}$	$\dot{Q}_{suc} = \dot{E}_{ai,suc} + \dot{E}_{cil,suc} - \dot{E}_{suc,cil}$ (3.42)
Descarga	$T_{des}$	$\dot{Q}_{des} = \dot{E}_{cil,des} - \dot{E}_{des,cil} - \dot{E}_{des,bun}$ (3.43)
Linha de Descarga	$T_{bun}$	$\dot{Q}_{bun} = \dot{E}_{des,bun} - \dot{E}_{bun,pas}$ (3.44)

**Tabela 3.3. Entalpia específica do gás em cada câmara e taxas de transferência de energia que atravessam suas respectivas fronteiras.**

Câmara	$h_m$	$\dot{E}_m$
Ambiente Interno	$h_{ai} = f(T_{ai}, p_{evap})$ $h_{p,suc} = f(T_{p,suc}, p_{evap})$	$\dot{E}_{pas,ai}^i = (\dot{m}_{des}^i - \dot{m}_{des,r}^i) h_{p,suc}$ $\dot{E}_{cil,ai}^i = \begin{cases} \dot{m}_{fol}^i h_G^i & \text{entra no ambiente interno} \\ \dot{m}_{fol}^i h_{ai} & \text{sai do ambiente interno} \end{cases}$
Sucção	$h_{suc} = f(T_{suc}, p_{evap})$	$\dot{E}_{ai,suc}^i = (\dot{m}_{suc}^i - \dot{m}_{suc,r}^i) h_{ai}$ $\dot{E}_{cil,suc}^i = \dot{m}_{suc,r}^i h_G^i$ $\dot{E}_{suc,cil}^i = \dot{m}_{suc}^i h_{suc}$
Descarga	$h_{des} = f(T_{des}, p_{cond})$	$\dot{E}_{cil,des}^i = \dot{m}_{des}^i h_G^i$ $\dot{E}_{des,cil}^i = \dot{m}_{des,r}^i h_{des}$
Linha de Descarga	$h_{bun} = f(T_{bun}, p_{cond})$	$\dot{E}_{des,bun}^i = (\dot{m}_{des}^i - \dot{m}_{des,r}^i) h_{des}$ $\dot{E}_{bun,pas}^i = (\dot{m}_{des}^i - \dot{m}_{des,r}^i) h_{bun}$

### 3.4. Formulação Discreta para os Componentes Sólidos

A Metodologia Híbrida, conforme citado anteriormente, é composta por um modelo global para o escoamento do gás no interior das câmaras e por um modelo diferencial em volumes finitos para os componentes sólidos.

O modelo diferencial foi implementado através do uso do código comercial Fluent (2007), que permite a solução das equações diferenciais no domínio através da metodologia de volumes finitos. Segundo Maliska (2004), “a metodologia de volumes finitos é definida como todo método numérico que, para obter aproximações algébricas de equações diferenciais de

transporte de determinada propriedade, satisfaz a conservação da propriedade em nível de volumes elementares. Para isso, o domínio é dividido em pequenas regiões do espaço nos quais as equações diferenciais na forma conservativa são integradas no espaço e no tempo. Resulta desse processo, um sistema de equações que é resolvido através de determinado método numérico”.

O modelo aqui desenvolvido é voltado à quantificação das taxas de transferência de calor por difusão que acontece no interior dos componentes sólidos. Para isso, aplica-se a equação da conservação da energia em regime permanente

$$\dot{Q}_{ger}''' = \vec{\nabla} \cdot (k\vec{\nabla}T) \quad (3.45)$$

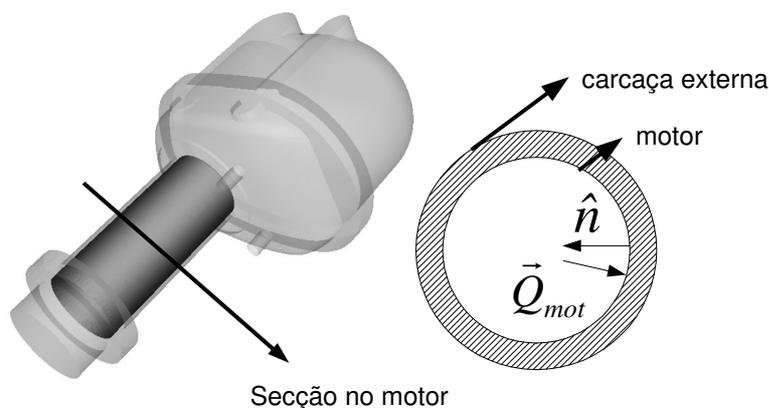
ao domínio sólido, resultando no campo de temperatura desses componentes.

Pode-se então calcular o fluxo de calor que atravessa qualquer superfície representada por sua normal  $\hat{n}$  :

$$\vec{Q} = -k \frac{\partial T}{\partial \hat{n}} \quad (3.46)$$

#### 3.4.1. Condições de Contorno

A determinação do perfil térmico dos componentes sólidos do compressor se dá pela aplicação da equação da energia ao domínio quando este é submetido a certas condições de contorno.



**Figura 3.10. Geometria externa do compressor e esquema da condição de contorno no motor elétrico.**

Como já foi mencionado na Seção 3.1, existem diversos pontos onde ocorre a geração de calor no interior do compressor. Na região do motor elétrico, representado no modelo pela

casca cilíndrica referente à sua fronteira externa, é prescrito o fluxo de calor  $\vec{Q}_{mot}$  (Figura 3.10) referente à ineficiência do equipamento em converter energia elétrica em energia mecânica.

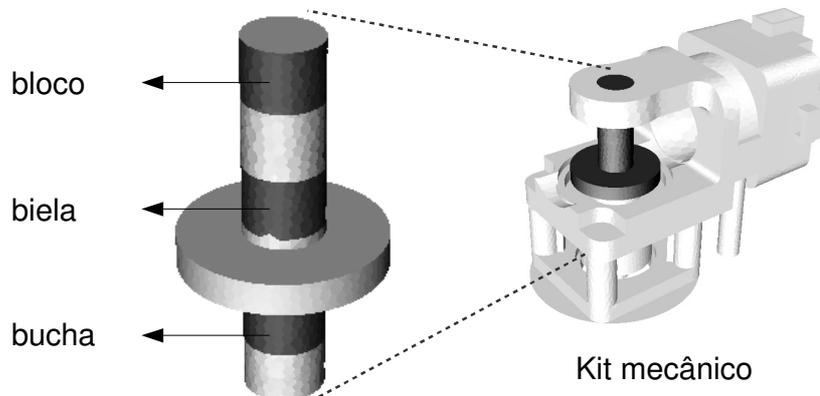
$$\vec{Q}_{mot} = \frac{\dot{Q}_{mot}}{\vec{A}_{mot}} = -k_{mot} \frac{\partial T}{\partial \hat{n}} \quad (3.47)$$

onde  $k_{mot}$  é a condutividade térmica do motor e  $\hat{n}$  é o vetor unitário normal à superfície externa do motor de área  $\vec{A}_{mot}$  conforme apresentado na Figura 3.10.

De maneira análoga ao motor, a taxa de transferência de calor que atravessa a parede do cilindro  $\dot{Q}_{CIL}$  é imposta a parede do cilindro. Essa taxa refere-se a duas parcelas de calor: aquela que o gás transfere por convecção à parede do cilindro,  $\dot{Q}_w$ , e a parcela devido ao atrito viscoso ou de contato sólido entre pistão e cilindro,  $\dot{Q}_{m,CIL}$ .

$$\vec{Q}_{CIL} = \frac{\dot{Q}_{cil}}{\vec{A}_{CIL}} = -k_{bloco} \frac{\partial T}{\partial \hat{n}} \quad (3.48)$$

Finalmente, calor é dissipado nas três regiões de mancais existentes ao longo do eixo de acionamento mecânico. Como mostra a Figura 3.11, o primeiro mancal se encontra na região da bucha de montagem e fixação do eixo, o segundo refere-se ao contato entre a biela do pistão e o eixo e o terceiro está disposto na parte superior do bloco do compressor.



**Figura 3.11.** Mancais do sistema de acionamento mecânico da câmara de compressão.

Nos três mancais do eixo e na região de contato entre cilindro e pistão, a geração de calor se dá pelo atrito viscoso do óleo lubrificante presente nos mesmos ou, na pior hipótese, é

gerada quando ocorre contato sólido-sólido entre os dois componentes. O escoamento de óleo na região dos mancais não é resolvido diretamente, ou seja, os mancais são representados simplesmente pelas interfaces na região de contato entre dois componentes sólidos distintos. Há, portanto, a necessidade da utilização de um método que permita a inserção dessa taxa de transferência de calor no modelo em volumes finitos, conforme é apresentado a seguir.

Assume-se que as duas superfícies sobrepostas dos dois sólidos que compõem o mancal são separadas virtualmente por uma parede fina, no interior da qual calor é dissipado a uma taxa de calor volumétrica  $Q'''_{ger}$ . O calor é então calculado através da equação da energia

$$\frac{d}{dx} \left( k \frac{dT}{dx} \right) = Q'''_{ger} \quad (3.49)$$

a qual, considera somente difusão unidimensional em regime permanente. Uma representação esquemática da parede virtual é mostrada na Figura 3.12.

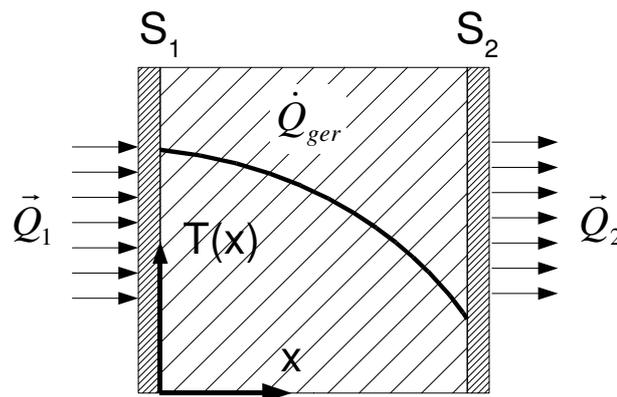


Figura 3.12. Esquema apresentando a condição térmica de parede fina entre duas superfícies paralelas.

Este modelo, disponível no código comercial Fluent (2007) permite a dissipação de uma taxa de calor previamente calculada através dos seguintes parâmetros: condutividade térmica do material na interface,  $k$ , espessura da parede fina,  $L$ , e a própria geração de calor,  $Q'''_{ger}$ . O modelo assume a existência de uma camada virtual de material ao longo da qual, o calor é transferido unidimensionalmente na direção normal às superfícies  $S_1$  e  $S_2$ . Como o escoamento de óleo não é resolvido, a utilização da condutividade térmica do óleo na camada virtual sobre a superfície dos mancais superestimaria a resistência térmica oferecida pelo filme, resultando em níveis de temperaturas muito maiores do que os encontrados experimentalmente. Para contornar essa dificuldade, optou-se por impor um valor bastante alto ( $1 \times 10^6$  W/m-K) para a condutividade térmica, permitindo assim que o calor gerado seja

dissipado pelos componentes de forma mais homogênea, fato que representa melhor a realidade do equipamento.

A condição de parede fina também é aplicada às regiões onde existe o contato entre dois sólidos quaisquer. Quando o contato é direto, considera-se que a espessura da parede é nula. O modelo ainda é utilizado nas regiões onde são posicionadas juntas de vedação como, por exemplo, entre o bloco e a placa de válvulas e entre a placa e tampa do cabeçote mostradas na Figura 3.13. Essas juntas têm como características a pequena espessura e a baixa condutividade térmica, exigindo um refino considerável na malha numérica caso se optasse por resolver seu perfil de temperatura. Além disso, a resistência térmica nas direções paralelas às superfícies é enorme, o que corrobora a aplicação da condição de parede fina, sem geração de calor volumétrica, a estas regiões.

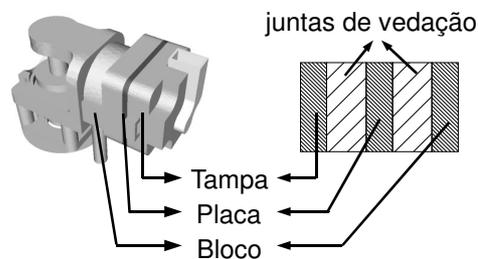


Figura 3.13. Juntas de vedação na região do cabeçote do compressor.

Até este momento foram discutidas as fronteiras internas (motor e cilindro) e as regiões de interface entre componentes sólidos. Restam, portanto, as paredes sólidas em contato direto com o gás no interior das câmaras. Estas paredes foram associadas à condição de contorno de transferência de calor por convecção, representada pela Eq. (3.50).

$$H_{parede} (T_{local} - T_{\infty}) = -k_{parede} \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{local} \quad (3.50)$$

Os coeficientes de transferência de calor por convecção são inicialmente estimados a partir de informações disponíveis para outros compressores semelhantes e posteriormente calibrados através de um procedimento a ser apresentado no capítulo 5. Inicialmente, o compressor é dividido em 13 regiões, ao longo das quais se assume um coeficiente de convecção local  $H_{parede}$  constante, assim como a temperatura  $T_{\infty}$ . A Tabela 3.4 apresenta estas regiões, seus respectivos coeficientes e a temperatura da câmara em contato com essas superfícies. Ressalta-se que as temperaturas  $T_{suc,m} = 1/2(T_{ai} + T_{suc})$  e  $T_{bun,m} = 1/2(T_{des} + T_{bun})$  representam as temperaturas médias do gás ao longo do duto de sucção e do duto de descarga,

respectivamente. Esses valores médios são utilizados em detrimento dos valores  $T_{suc}$  e  $T_{bun}$ , pois se supõe que representariam melhor a temperatura a ser utilizada como base para cálculos de transferência de calor.

**Tabela 3.4. Condição de contorno por região para superfícies em contato com o gás no ambiente interno.**

Região	$H_{parede}$	Câmara em Contato	$T_{\infty}$
Carcaça	$H_{int}$	Ambiente Interno	$T_{ai}$
Suporte	$H_{suporte}$		
Acoplamento	$H_{acop}$		
Eixo Mecânico	$H_{eixo}$		
Bucha	$H_{buchas}$		
Bloco	$H_{bloco}$		
Cabeçote do cilindro	$H_{cabeçote}$		
Linha de Descarga	$H_{linha}$		
Carcaça Kit	$H_{car}$	Ambiente Externo	$T_{ae}$
Carcaça Motor	$H_{mot}$		
Câmara de Descarga	$H_{des}$	Câmara de Descarga	$T_{des}$
Câmara de Sucção	$H_{suc}$	Câmara de Sucção	$T_{suc,m}$
<i>Bundy</i>	$H_{bun}$	<i>Bundy</i>	$T_{bun,m}$

### 3.5. Procedimentos de Solução da Metodologia Híbrida

Da forma que a Metodologia Híbrida foi apresentada percebem-se três conjuntos de modelos: (i) modelo termodinâmico em regime transiente para a câmara de compressão, (ii) modelo global para o gás no interior das câmaras restantes e (iii) modelo em volumes finitos para as partes sólidas. Complementando esses modelos, são utilizados dados experimentais que permitem a calibração do modelo híbrido.

Apesar de a Metodologia Híbrida oferecer alta qualidade de resultado e relativamente baixo custo computacional, sua implementação é bastante complexa. A interdependência entre os diversos modelos pode ser mostrada de maneira esquemática na Figura 3.14. Por exemplo, as temperaturas de sucção e descarga, obtidas através do modelo global para o gás nas respectivas câmaras, são utilizadas no cálculo das propriedades termodinâmicas do gás na câmara de compressão e servem como condições de contorno para o modelo em volumes finitos. Além disso, são grandezas obtidas experimentalmente que auxiliam na calibração do modelo do compressor.

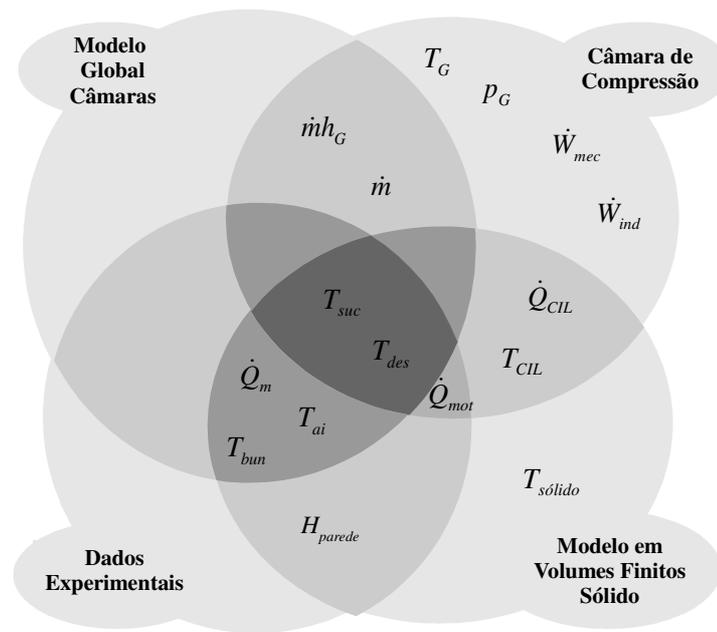


Figura 3.14. Interação entre os grupos de modelos que compõe a Metodologia Híbrida.

O objetivo da presente seção é apresentar de maneira detalhada o procedimento de solução de cada modelo, ressaltando os parâmetros de acoplamento. Finalmente é apresentada a forma como esses modelos são conectados resultando então na Metodologia Híbrida de simulação do perfil térmico de compressores.

### 3.5.1. Procedimento de Solução dos Modelos para a Câmara de Compressão

Como o comportamento termodinâmico do gás é transiente, optou-se por uma formulação numérica explícita onde o tempo discretizado é representado por pequenos incrementos do ângulo do eixo de acionamento  $\Delta\theta$  que podem ser correlacionados com o tempo através da expressão da frequência de rotação (Eq. 3.11).

Inicialmente, o pistão encontra-se no ponto morto inferior de seu curso, sendo esse ponto caracterizado pelo volume máximo da câmara de compressão. Usualmente, após alguns ciclos, quando o regime periodicamente desenvolvido é atingido, nessa posição ainda existe a admissão de massa de vapor através do orifício de sucção. Assim, é adequado utilizar valores iniciais para temperatura  $T_G$  e pressão  $p_G$  do gás como sendo a temperatura e pressão do gás na câmara de sucção  $T_{suc}$  e  $p_{suc}$ .

A partir de um incremento angular, é feito o cálculo do novo volume da câmara de compressão (Eq. 3.10). Com base no estado termodinâmico do gás na sucção ( $T_{suc}$  e  $p_{evap}$ ) e na descarga ( $T_{des}$  e  $p_{cond}$ ), as entalpias específicas média na sucção e descarga são determinadas. O coeficiente de transferência de calor por convecção na parede do cilindro é calculado (Eq.

3.26) e a taxa instantânea de transferência de calor pelo cilindro  $\dot{Q}_w^i$  é estimada com base na temperatura da parede  $T_{CL}$  (Eq. 3.29).

Da equação da conservação da massa aplicada ao volume de controle da câmara de compressão (Eq. 3.21) obtém-se a massa de vapor presente no cilindro neste instante. Procede-se então com o cálculo da nova temperatura do gás (Eq. 3.34) e, posteriormente, a pressão média é atualizada através da equação de estado.

De posse da diferença de pressão entre a câmara de sucção, câmara de compressão e câmara de descarga, determina-se a força que atua sobre a respectiva válvula e, se a resultante for suficiente para a abertura da palheta, sua nova posição é calculada (Eq. 3.13). Uma vez que os orifícios estejam abertos, aplica-se a expressão (3.14) para determinar a vazão de refrigerante que entra ou sai da câmara de compressão pelos orifícios de sucção e descarga. Além disso, a posição ocupada pelo pistão permite o cálculo de sua velocidade instantânea e, através da diferença de pressão existente entre a câmara e o ambiente interno é determinado o vazamento de gás que ocorre através da folga entre o pistão e o cilindro (Eq. 3.17).

Os dados de temperatura, pressão e os fluxos de massa instantâneos são armazenados e procede-se com o avanço da posição angular. Esse procedimento é executado até que uma revolução completa do eixo mecânico seja atingida.

Assume-se como solução do comportamento transiente da câmara de compressão o ciclo no qual o regime periodicamente desenvolvido é atingido, o que ocorre, normalmente, depois de serem simulados de 6 a 8 ciclos consecutivos. Desta maneira, o número máximo de ciclos simulados foi estipulado como sendo constante e igual a 10.

Durante o último ciclo é executada a integração das vazões de massa instantâneas que atravessam os orifícios por fluxo normal e por refluxo, permitindo o cálculo dos fluxos advectivos de energia que atravessam as câmaras (Tabela 3.3). Também são obtidos os valores médios da taxa de transferência de calor através do cilindro e da potência termodinâmica entregue ao gás durante o ciclo de compressão. A partir do valor da potência termodinâmica e do calor dissipado nos mancais pode-se calcular a potência mecânica. Com os valores de potência mecânica e o rendimento elétrico do motor calcula-se, finalmente, a potência elétrica consumida pelo compressor.

A simulação completa do ciclo de compressão tem baixo custo computacional, levando entre dois e cinco segundos para ser completada. O fluxograma completo da simulação é apresentado na Figura 3.15.

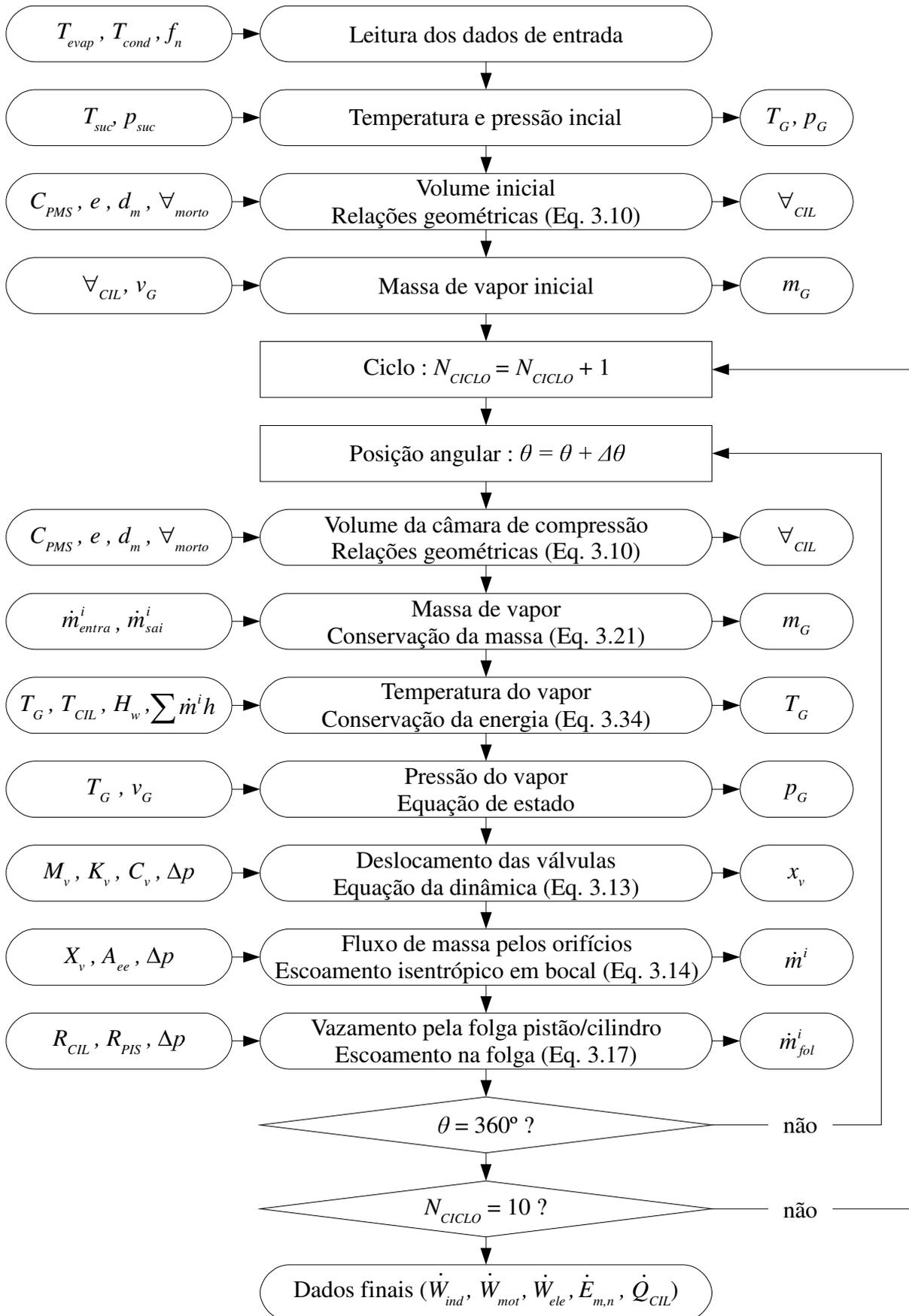


Figura 3.15. Fluxograma de código de simulação da câmara de compressão.

### 3.5.2. Metodologia de Solução do Modelo de Condutância Global para Câmaras

Esta parte da metodologia representa um elo importante entre o modelo da câmara de compressão representada aqui pelos fluxos advectivos de energia e o modelo em volumes finitos que permite o cálculo das respectivas taxas de transferência de calor que atravessam as paredes sólidas das câmaras.

A aplicação da conservação da energia ao gás no interior das câmaras de sucção, descarga, ambiente interno e linha de descarga resulta no sistema de equações composto pelas expressões (3.41) - (3.44). As incógnitas desse problema são as temperaturas das câmaras que satisfazem à respectiva equação da conservação da energia para dado valor da taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_m$  que atravessa a câmara  $m$ .

Para resolver esse sistema de equações não-lineares utilizou-se o método de Newton-Raphson apresentado por Stoecker (1989). O método, baseado na expansão em séries de Taylor, requer o cálculo das derivadas parciais de primeira ordem das equações de conservação de energia em relação às temperaturas das câmaras quando escritas da forma apresentada na Equação (3.51). A solução de cada equação é encontrada quando  $\phi_m = 0$ .

$$\phi_m = -\dot{Q}_m + \sum \dot{E}_{m,n} \quad (3.51)$$

As temperaturas estão ligadas às equações de conservação de energia por meio dos valores de entalpia específica que aparecem nos termos de fluxo advectivo (Tabela 3.3). Conforme citado anteriormente, os valores de entalpia específica são calculados através da equação de estado do fluido refrigerante considerando comportamento de gás real, o que impossibilita o cálculo analítico da derivada. Deste modo, a derivada deve ser calculada numericamente através da Equação (3.52).

$$\frac{\partial \phi_m}{\partial T_n} \cong \frac{\Delta \phi_m}{\Delta T_n} \quad (3.52)$$

Levando ainda em consideração o fato de que certos fluxos advectivos são calculados a partir da integração de valores instantâneos da entalpia específica do gás no interior da câmara de compressão, a variação numérica  $\Delta \phi_m$  deve ser calculada mediante a uma nova simulação da câmara de compressão para cada atualização de temperatura  $\Delta T_n$ . Isso ocorre devido à influência direta das temperaturas de sucção e descarga sobre o comportamento termodinâmico do ciclo de compressão.

Aceita-se que a solução do sistema de equações foi alcançada quando em uma determinada iteração, todos os resíduos da equação da conservação da energia aplicada às câmaras  $\phi_m$  apresentam no máximo iguais a 0,5 % do valor da potência indicada. A Figura 3.16 apresenta o fluxograma do código.

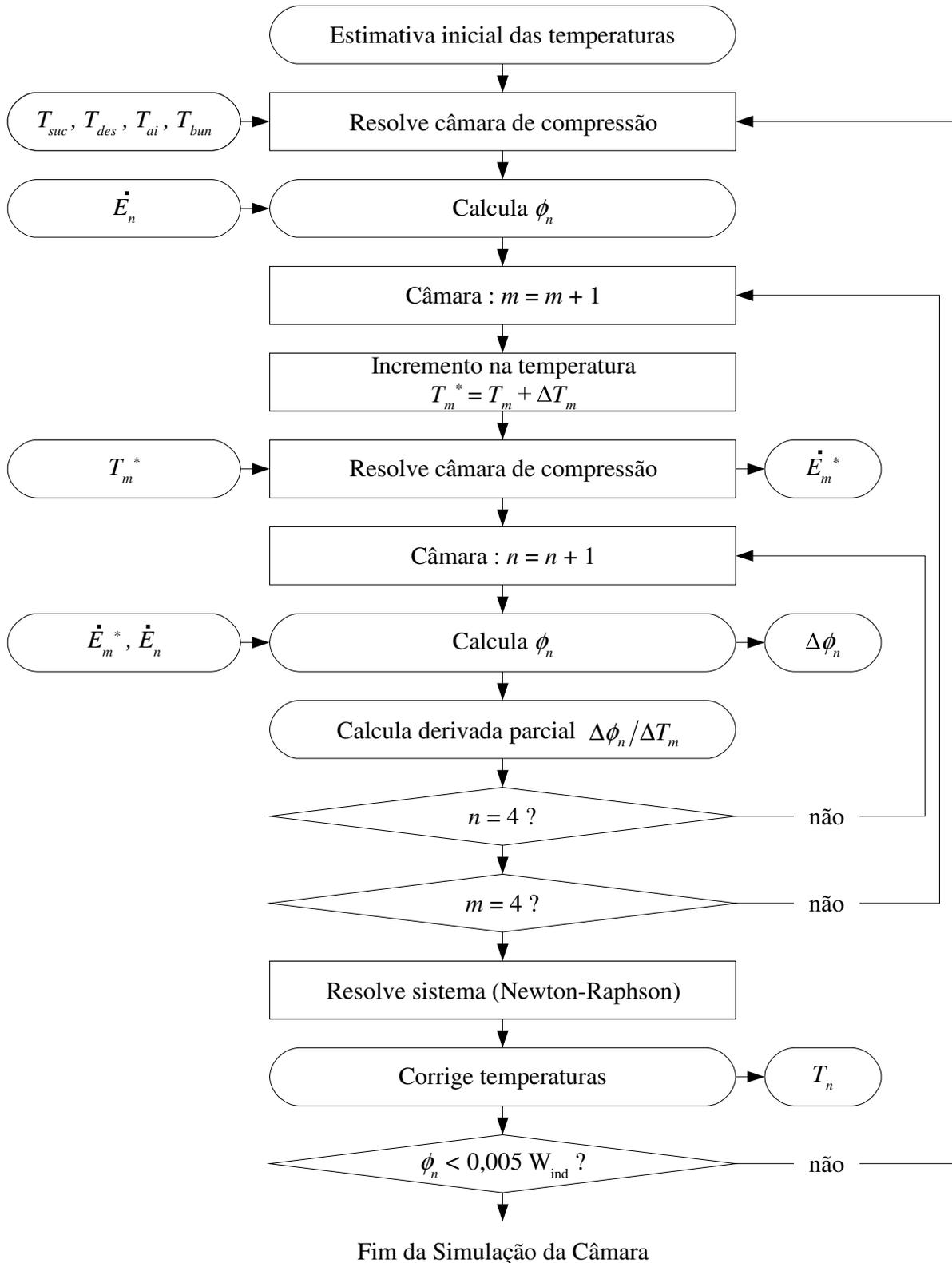


Figura 3.16. Fluxograma de código para o cálculo das temperaturas médias em câmaras.

### 3.5.3. Procedimento de Solução da Metodologia Híbrida de Simulação Térmica

Tendo definido os procedimentos de solução dos modelos globais pode-se agora descrever a forma como esses modelos são acoplados com o modelo em volumes finitos para completar a Metodologia Híbrida de simulação térmica do compressor.

Inicialmente, define-se a condição de funcionamento do compressor (temperaturas externa, de condensação e de evaporação) e estimam-se os campos de temperatura iniciais para os componentes sólidos e para o gás no interior das câmaras. Desta maneira, inicializa-se o campo de temperatura do domínio sólido e o modelo de condutância global para o gás no interior das câmaras. O modelo para a câmara de compressão é inicializado imediatamente antes de ser executado, pois suas condições de contorno térmicas (temperatura de sucção, de descarga e da parede do cilindro) são atualizadas conforme o procedimento iterativo de solução avança.

A metodologia híbrida inicia com o modelo em volumes finitos. O processo iterativo segue até que dado número de iterações seja efetuado. Não é necessário que a convergência seja alcançada uma vez que as temperaturas para as câmaras, as quais são utilizadas nas condições de contorno de convecção aplicadas às superfícies sólidas, são inicialmente estimadas. No momento em que a variação da temperatura das câmaras entre uma iteração e outra diminuir, o campo de temperatura do modelo sólido convergirá naturalmente.

Ao final destas iterações é tomada a temperatura média da superfície do cilindro da câmara de compressão e as taxas de transferência de calor ao longo das superfícies que estão em contato com determinada câmara são integradas, resultando na temperatura da parede do cilindro  $T_{CIL}$  e na taxa total de transferência de calor  $\dot{Q}_m$  para a câmara  $m$ .

Na etapa seguinte, procede-se com o cálculo das temperaturas do gás no interior das câmaras  $T_m$ . São executadas no máximo quatro iterações para a solução do sistema de equações das temperaturas, sendo que a câmara de compressão é calculada cinco vezes para cada iteração. Novamente, não é necessária que a convergência seja alcançada, pois isso ocorrerá naturalmente nesse intervalo iterativo se as taxas de transferência de calor apresentarem pequenas variações entre duas chamadas consecutivas do modelo global para as câmaras.

Finalmente, o código que calcula a câmara de compressão é executado, resultando na taxa de transferência de calor que passa pela parede do cilindro e na potência indicada. A partir da potência indicada e das perdas nos mancais e no motor elétrico, é calculada a taxa de dissipação de calor no motor elétrico. A taxa de transferência de calor no cilindro  $\dot{Q}_w$  e a

dissipação de calor em mancais  $\dot{Q}_{man}$  e no motor elétrico  $\dot{Q}_{mot}$  são então atualizadas e, com as novas temperaturas para as câmaras  $T_m$ , são repassadas ao modelo de volumes finitos reiniciando o processo iterativo.

Assume-se que a convergência foi atingida quando o resíduo da equação da energia para o domínio sólido for inferior a  $1 \times 10^{-10}$  e as temperaturas das câmaras não tiverem variação superior a  $0,1^\circ\text{C}$ . O fluxograma completo do acoplamento dos diversos modelos que compõe a Metodologia Híbrida é apresentado na Figura 3.17.

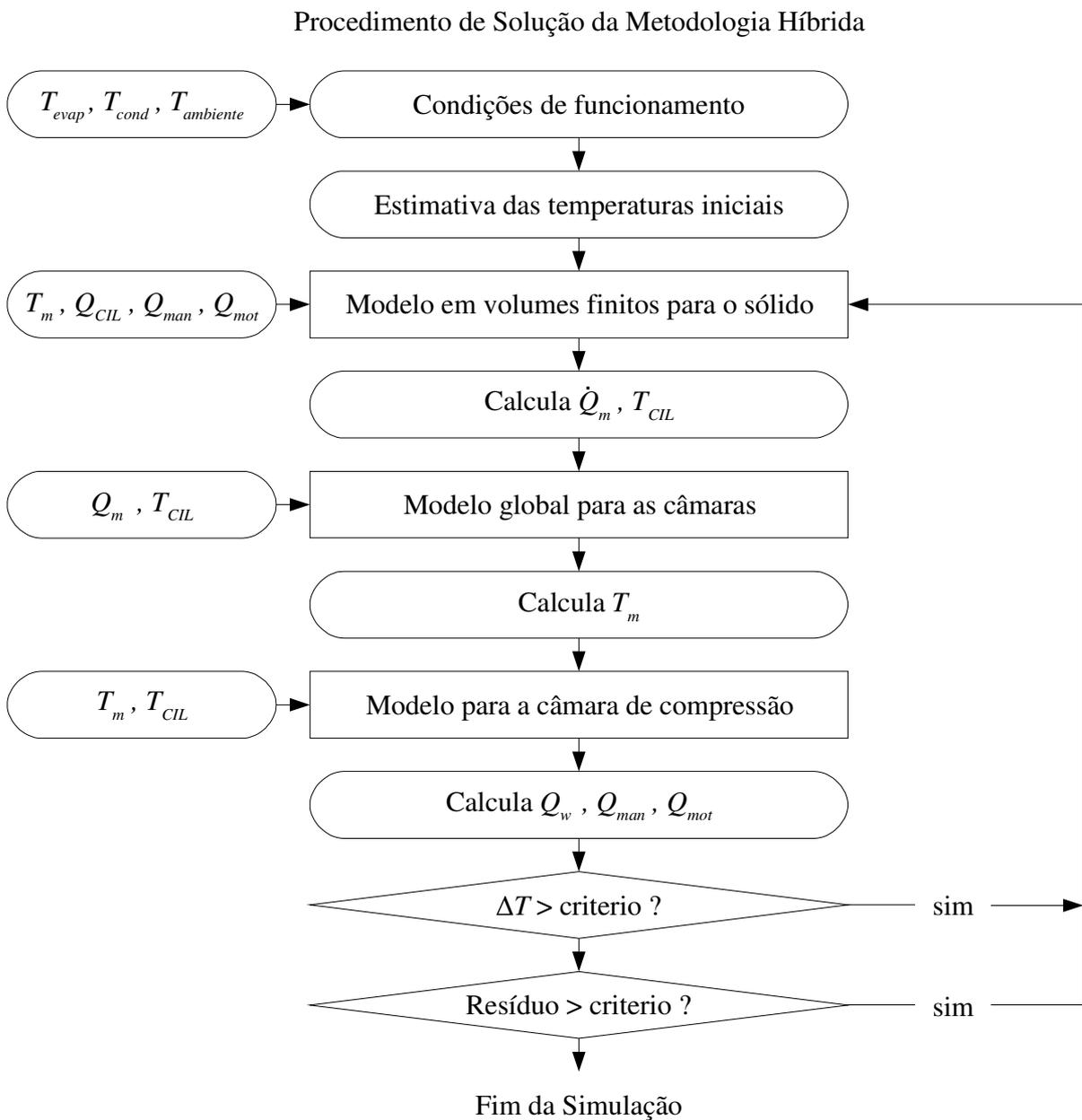


Figura 3.17. Fluxograma de código de simulação da Metodologia Híbrida.



## ***4. Metodologia de Fluxo Médio***

A Metodologia Híbrida de simulação térmica do compressor introduzida no capítulo anterior apresenta um custo computacional relativamente baixo e resultado de alta resolução para o campo de temperatura dos componentes sólidos. Esse fato se deve à opção de representar somente os componentes sólidos via um modelo de volumes finitos. Sua deficiência principal se dá na previsão do escoamento de gás no interior das câmaras, cujo comportamento térmico é descrito somente por sua temperatura média, impossibilitando a análise de efeitos locais como, por exemplo, os causados por defletores utilizados para alterar o padrão de escoamento.

Além disso, como visto na revisão bibliográfica, a Metodologia Híbrida (MH) apresentam resultados numéricos que reproduzem de maneira adequada os dados experimentais. No entanto, apesar desta característica ser uma vantagem, a metodologia requer a construção de um protótipo do compressor a ser avaliado, o que aumenta o custo da análise quando esta é aplicada a compressores em fase conceitual.

Em função das deficiências da MH, surge a Metodologia de Fluxo Médio (MFM), na qual não somente os componentes sólidos são modelados por volumes finitos, mas também o gás no interior das câmaras do compressor. A MFM se baseia na integração do modelo termodinâmico da câmara de compressão ao modelo discreto para simulação das características das regiões sólidas e do escoamento no restante do compressor. Os dois grupos de modelos são acoplados nas fronteiras da câmara de compressão como será mostrado a seguir. Além disso, a simulação do compressor pode ser realizada sem o uso de correlações da literatura ou de dados experimentais, o que faz com que a MFM seja de grande interesse no desenvolvimento de novos conceitos de compressores.

Neste capítulo serão descritos em detalhes todos os modelos que formam a Metodologia de Fluxo Médio.

### **4.1. Formulação Global da Câmara de Compressão**

A câmara de compressão é tratada igualmente ao que foi descrito na seção 3.2 para a Metodologia Híbrida de simulação térmica. A única alteração diz respeito às condições de contorno de temperatura utilizadas. No caso da Metodologia Híbrida, o gás entra na câmara

de compressão com a temperatura média do gás no interior da câmara de sucção, já na MFM, o gás entra na câmara de compressão com a temperatura média do orifício de sucção, cujo valor é obtido através da integração do perfil de temperatura obtido por volumes finitos.

## 4.2. Formulação Diferencial dos Demais Componentes do Compressor

Como a câmara de compressão foi tratada anteriormente, resta o desenvolvimento de um modelo para as demais regiões do compressor. Tais componentes são modelados através de uma formulação diferencial que permite a análise do escoamento do gás e das regiões sólidas no interior do compressor, caracterizando não só o campo de velocidade, mas também a estratificação da temperatura e, conseqüentemente, os fenômenos locais de transferência de calor.

A metodologia de volumes finitos utilizada para resolver os campos de velocidade e temperatura no interior do compressor oferece uma solução adequada para a geometria complexa do domínio. No entanto, algumas simplificações se fizeram necessárias para que esse modelo fosse viabilizado.

A primeira simplificação diz respeito ao domínio temporal da solução. De maneira semelhante ao que foi feito anteriormente para a Metodologia Híbrida, assume-se que a formulação em regime permanente possa representar de maneira adequada o comportamento térmico inerente ao escoamento de gás e aos diversos componentes sólidos do compressor.

Uma segunda característica do modelo refere-se ao fato de que o escoamento de óleo lubrificante não é resolvido. Em compressores como o que é analisado no presente trabalho, o óleo armazenado no cárter é succionado pela bomba de óleo e transportado por um canal disposto no interior do eixo mecânico até os mancais. Após ter alcançado a região dos mancais, o óleo é distribuído por todo o interior do compressor em um escoamento extremamente complexo de ser modelado. Esse aspecto é decorrência da presença de barreiras sólidas na direção do escoamento, das altas velocidades de rotação de algumas superfícies internas e do arrasto oferecido pelo escoamento do gás. Se fosse adotada a simulação completa do escoamento de óleo, seria necessária a utilização de uma malha numérica extremamente refinada no interior das folgas dos mancais e a inserção de um modelo para solução de escoamentos bifásicos, o que inviabilizaria a solução do ponto de vista de custo de processamento computacional.

Finalmente, mas não menos importante, é que mesmo utilizando-se ferramentas computacionais avançadas, pequenas simplificações geométricas foram necessárias durante a

construção da malha computacional. Ressalta-se que nestas alterações, sempre se buscou manter as configurações mais próximas da geometria original, de modo que os aspectos referentes à transferência de calor fossem bem caracterizados.

#### 4.2.1. Equações de Transporte

A equação da conservação da massa em regime permanente é apresentada pela expressão (4.1), onde  $\rho$  é a massa específica e  $\vec{u}$  é o vetor velocidade.

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (4.1)$$

As equações da conservação da quantidade de movimento para o escoamento em regime permanente de um escoamento compressível podem ser expressas por:

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot (\vec{\tau}) + \vec{F} \quad (4.2)$$

onde:

$p$	:	pressão
$\vec{\tau}$	:	tensor tensão viscosa
$\vec{F}$	:	forças de corpo que agem sobre o fluido

No presente trabalho, a força de corpo devido ao campo gravitacional é desprezada. Além disso, uma vez que a hipótese de fluido newtoniano é válida para o escoamento do gás no interior do compressor, pode-se reescrever o tensor tensão viscosa de acordo com a Equação (4.3), onde  $\vec{I}$  representa o tensor identidade.

$$\vec{\tau} = \mu \left[ (\vec{\nabla} \vec{u} + \vec{\nabla} \vec{u}^T) - \frac{2}{3} (\vec{\nabla} \cdot \vec{u}) \vec{I} \right] \quad (4.3)$$

A última equação de transporte necessária no modelo se refere à conservação da energia que pode ser escrita como:

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u} h) = -\vec{\nabla} \cdot (p \vec{u}) - \vec{\nabla} \cdot (k \vec{\nabla} T) + \vec{\nabla} \cdot (\vec{\tau} \cdot \vec{u}) + q_{ger}''' \quad (4.4)$$

Na expressão (4.4),  $h$ ,  $k$  e  $T$  representam a entalpia específica, a condutividade térmica e a temperatura do escoamento, respectivamente. A equação da conservação da energia é a única das equações de transporte que é aplicada a todo o domínio de análise, tanto nas regiões onde existe o escoamento de gás como para as partes sólidas, onde a velocidade do escoamento é nula.

O padrão do escoamento no interior do compressor é bastante complexo, consequência da geometria irregular existente em seu interior. Somado ao fato da existência de regiões onde altas velocidades são alcançadas, é bastante pertinente assumir que o escoamento apresente comportamento turbulento.

O escoamento turbulento é caracterizado por movimentos aleatórios de porções de fluido que alteram efetivamente os processos de transferência de energia e a de quantidade de movimento. Devido ao alto custo computacional requerido para a solução direta deste comportamento desordenado e transiente, o conceito de média de Reynolds é introduzido. Através desse conceito, qualquer propriedade instantânea do escoamento  $\varphi$  pode ser escrita através de seu valor médio  $\Phi$  somado a uma parcela referente à flutuação  $\varphi'$ .

Assumindo que as flutuações de massa específica  $\rho$ , condutividade térmica  $k$  e viscosidade absoluta  $\mu$  possam ser desprezadas, a introdução do conceito de média temporal nas equações de transporte resulta no aparecimento de termos referentes à média do produto das flutuações da velocidade  $\overline{u'_i u'_j}$  nas equações da conservação da quantidade de movimento, denominados tensões de Reynolds e de termos na forma  $\overline{u'_i h}$  na equação da conservação da energia, denominados fluxos turbulentos de energia (Versteeg e Malalasekera, 1995).

A transferência de quantidade de movimento associada às tensões de Reynolds pode ser modelada a partir do conceito de viscosidade turbulenta de Boussinesq  $\mu_t$ :

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.5)$$

Analogamente ao que é feito com a viscosidade, pode-se definir a condutividade térmica turbulenta que considera o efeito da turbulência sobre o transporte de energia térmica como apresentado na expressão abaixo.

$$-\rho \overline{u'_i h} = \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \left( \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (4.6)$$

Na expressão (4.6),  $c_p$  é o calor específico a pressão constante. Neste trabalho, o número de Prandtl turbulento  $Pr_t$  assume um valor de 0,85 (Fluent, 2007). A aplicação da média de Reynolds nas equações de conservação e a inserção da viscosidade e condutividade térmica turbulentas resultam no seguinte sistema de equações:

$$\bar{\nabla} \cdot (\rho \bar{U}) = 0 \quad (4.7)$$

$$\bar{\nabla} \cdot (\rho \bar{U} \bar{U}) = -\bar{\nabla} P + \bar{\nabla} \cdot \left[ \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (4.8)$$

$$\bar{\nabla} \cdot (\rho \bar{U} H) = -\bar{\nabla} \cdot (P \bar{U}) - \bar{\nabla} \cdot (k_{eff} \bar{\nabla} T) + \bar{\nabla} \cdot (\bar{\tau}_{eff} \cdot \bar{U}) + q_{ger}''' \quad (4.9)$$

Nas equações acima, os termos  $\mu_{eff}$  e  $k_{eff}$  representam, respectivamente, a viscosidade e a condutividade térmica efetivas, englobando contribuições molecular e turbulenta:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4.10)$$

$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (4.11)$$

Desta maneira, se faz necessária a utilização de um modelo de turbulência que permita o cálculo da viscosidade turbulenta presente nas equações da conservação da quantidade de movimento e da energia.

#### 4.2.2. Modelo de Turbulência (SST)

Existem diversos modelos de turbulência disponíveis na literatura, tendo cada um deles, características que oferecem melhores resultados em diferentes situações. No presente trabalho, busca-se um modelo de turbulência que ofereça bons resultados na previsão do escoamento interno com geometrias complexas e em situações de baixos números de Reynolds turbulento buscando a previsão adequada da transferência de calor junto a paredes sólidas.

Vieser *et al.* (2002) propõem a utilização do modelo *Shear Stress-transport (SST)* como uma boa opção para a simulação de escoamentos turbulentos envolvendo transferência de calor. O modelo  $k - \omega$ , desenvolvido por Wilcox (1993), introduz duas equações de

transporte ao tratamento do escoamento, uma para a energia cinética turbulenta  $k$  e outra para o parâmetro  $\omega$  que representa a frequência turbulenta das grandes escalas:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (4.13)$$

onde:

$G_k$	:	geração de energia cinética turbulenta devido a gradientes de velocidade
$G_\omega$	:	geração de $\omega$
$\Gamma_k, \Gamma_\omega$	:	difusividade efetiva de $k$ e $\omega$
$Y_k, Y_\omega$	:	termos de dissipação de $k$ e $\omega$
$S_k, S_\omega$	:	termos fonte

O principal argumento da utilização de  $\omega$  em detrimento da dissipação turbulenta  $\varepsilon$  (modelo  $k - \varepsilon$ ) é a possibilidade da aplicação do modelo junto a paredes sem a necessidade do emprego de funções parede ou funções amortecimento. Além disso, segundo o autor, o modelo  $k - \varepsilon$  apresenta deficiências na previsão dos fluxos de calor junto às regiões sólidas, superestimando os mesmos. De modo geral, o modelo  $k - \omega$  retorna valores menores para as escalas de turbulência junto às paredes, sendo estável também para baixos números de Reynolds, onde a complexa não-linearidade dos efeitos de parede torna o modelo  $k - \varepsilon$  menos preciso e robusto.

Vieser *et al.* (2002) indica também que, por experiência, os modelos que utilizam a equação de  $\varepsilon$  necessitam de refino de malha junto à parede no mínimo uma ordem de magnitude maior que os outros modelos, aumentando consideravelmente o custo computacional para a previsão do escoamento nessas regiões.

No entanto, Menter (1992) mostra como principal deficiência do modelo  $k - \omega$ , a grande sensibilidade da solução em relação à condição de contorno em regiões afastadas de paredes sólidas. Assim, Menter (1994) propõe a utilização de um modelo híbrido, denominado SST, no qual o modelo  $k - \varepsilon$  e o modelo  $k - \omega$  são empregados em regiões distantes e próximas de paredes sólidas respectivamente.

O modelo SST proposto apresenta as seguintes equações de transporte para  $k$  e  $\omega$ , conforme mostram as equações (4.14) e (4.15).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (4.14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (4.15)$$

Os detalhes e valores para os parâmetros utilizados nas equações de transporte de  $k$  e  $\omega$  são apresentados no Apêndice C do presente trabalho.

#### 4.2.3. Condições de Contorno

As condições de contorno para as regiões sólidas são análogas ao que foi discutido durante a introdução da Metodologia Híbrida. Naquelas regiões onde há dissipação de calor, como cilindro, motor elétrico e mancais, os modelos são mantidos iguais àqueles apresentados na seção 3.4.1. Da mesma maneira, é mantido o modelo de paredes finas utilizado nas interfaces entre dois componentes sólidos ou nas regiões das juntas.

A diferença entre os dois modelos surge nas regiões de interface entre sólido e fluido. A Metodologia Híbrida não resolve o escoamento do gás no interior do compressor e, portanto, os aspectos referentes à transferência de calor entre esses dois meios é representada pela Lei de Resfriamento de Newton, através de coeficientes de transferência de calor e das temperaturas médias do gás em contato com as superfícies sólidas. Por outro lado, a MFM calcula o campo de velocidade e temperatura no domínio fluido, permitindo a avaliação do fluxo de calor local nessas regiões.

A transferência de quantidade de movimento e de calor para um escoamento turbulento junto a paredes não pode ser representado diretamente pela Lei de Fourier, a não ser que uma malha extremamente refinada seja adotada para a avaliação dos gradientes elevados de velocidade e temperatura nessas regiões. Assim, é proposta a Lei-da-Parede conforme é mostra a equação (4.16). O parâmetro adimensional  $y^*$ , expresso pela equação (4.17), representa uma medida de distância em relação à parede e permite dividir o escoamento junto à superfície em duas regiões: uma região afetada por efeitos viscosos ( $y^* < 11,225$ ) e uma segunda região caracterizada por um perfil logarítmico de velocidade, onde os efeitos viscosos são muito menores do que os efeitos devidos à turbulência.

$$U^* = \begin{cases} \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) & y^* > 11,225 \\ y^* & y^* < 11,225 \end{cases} \quad (4.16)$$

$$y^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k^{1/2} y}{\mu} \quad (4.17)$$

onde:

- $\kappa$  : constante de von Kármán (= 0,4187)  
 $E$  : constante empírica (= 9,793)  
 $y$  : distância da parede  
 $C_\mu$  : constante da teoria dos grupos de renormalização (= 0,0845)

A analogia de Reynolds entre transporte de energia e quantidade de movimento assume que a lei logarítmica também pode ser aplicada ao perfil de temperatura média junto à parede:

$$T^* \equiv \frac{(T_w - T) \rho c_p C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{q_w''} = \begin{cases} Pr y^* + \frac{1}{2} \rho Pr \frac{C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{q_w''} U^2 & y^* < y_T^* \\ Pr_i \left[ \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) + P_T \right] + \\ + \frac{1}{2} \rho \frac{C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{q_w''} [Pr_i U^2 + (Pr - Pr_i) U_c^2] & y^* > y_T^* \end{cases} \quad (4.18)$$

onde:

- $T_w$  : temperatura local da parede  
 $q_w''$  : fluxo de calor na parede  
 $U_c$  : magnitude da velocidade média em  $y^* = y_T^*$

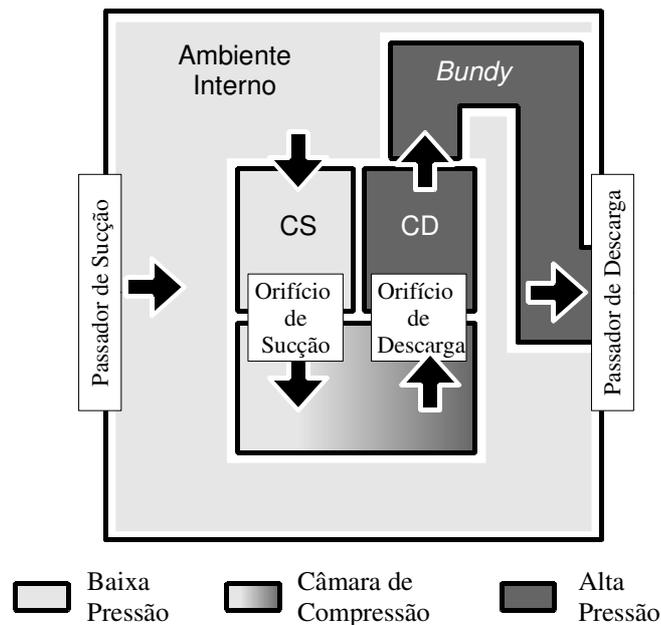
$$P_T = 9,24 \left[ \left( \frac{Pr}{Pr_i} \right)^{3/4} - 1 \right] \left[ 1 + 0,28 e^{-0,007 Pr / Pr_i} \right] \quad (4.19)$$

O valor de  $y_T^*$  corresponde à espessura adimensional da camada limite térmica referente ao ponto de intersecção entre o perfil de temperatura linear ( $y^* > y_T^*$ ) e o perfil de temperatura logarítmico. De posse do perfil de temperatura adimensional e dos valores de temperatura da parede e do escoamento junto à parede, pode-se quantificar o fluxo de calor que atravessa a superfície.

Igualando-se então ao fluxo de calor que atravessa a parede pelo lado do sólido na direção normal  $n$  tem-se a condição de acoplamento entre essas regiões:

$$Q_w'' = -k_{\text{sólido}} \frac{\partial T_{\text{sólido}}}{\partial n} \quad (4.20)$$

Tendo definido todas as condições de contorno para a equação da conservação de energia, resta definir os mesmos limites para os campos de pressão e velocidade. O domínio de fluido é caracterizado por três regiões: região de baixa pressão, região de alta pressão e uma região de pressão variável no interior da câmara de compressão. A câmara de compressão é representada por uma região de vácuo na formulação diferencial. Portanto, as regiões de baixa e alta pressão ficam delimitadas pelos orifícios e passadores de sucção e descarga (Figura 4.1).



**Figura 4.1.** Limites dos domínios de fluido de alta e baixa pressão na formulação diferencial mostradas esquematicamente. (CS: câmara de sucção, CD: câmara de descarga).

O gás, a baixa pressão, entra no compressor através do passador de sucção e sai do domínio de solução no orifício de sucção. Neste trabalho, este processo é caracterizado através de uma condição de fluxo de massa prescrito  $m''_{suc}$  (kg/m<sup>2</sup>-s) na entrada e por uma condição de pressão prescrita  $p_{o,suc}$  no orifício de sucção. Para o domínio de fluido a alta pressão, fluxo de massa  $m''_{des}$  é prescrito no orifício de descarga e pressão  $p_{p,des}$  na extremidade do passador de descarga.

No restante do domínio de fluido, a condição de não-deslizamento é assumida em todas as paredes sólidas. Velocidade nula é assumida em todas estas fronteiras com exceção das superfícies sobre o eixo de acionamento e sobre o acoplamento do eixo do motor, onde é prescrita velocidade tangencial  $\vec{U}_{móvel}$  calculada de acordo com a expressão (4.21).

$$\vec{U}_{móvel} = 2f_n \pi (\vec{r} \times \hat{e}) \quad (4.21)$$

em que  $\vec{r}$  é o vetor posição em relação ao eixo de rotação e  $\hat{e}$  é um vetor unitário paralelo ao eixo de rotação.

Externamente ao compressor, o escoamento de ar não é modelado e, portanto, requer a manutenção dos coeficientes de troca externos utilizados na Metodologia Híbrida.

### 4.3. Metodologia de Solução e Acoplamento dos Modelos Global e Diferencial

Na seção 4.1, foram definidas as equações diferenciais que regem o comportamento dinâmico e térmico global da câmara de compressão e, na seção 4.2, o modelo matemático para o escoamento de vapor no interior das câmaras restantes do compressor e para seus componentes sólidos. Agora serão apresentados os procedimentos que levam à obtenção da solução numérica dessas equações bem como o acoplamento entre esses dois modelos.

#### 4.3.1. Procedimento de Solução dos Modelos para a Câmara de Compressão

Novamente, os procedimentos de solução para o modelo termodinâmico do gás no interior da câmara de compressão já foram previamente apresentados e seguem válidos para a Metodologia de Fluxo Médio.

#### 4.3.2. Metodologia de Solução do Modelo Discreto para o Compressor

Para obter a solução dos domínios restantes do compressor optou-se pelo código comercial Fluent (2007) que utiliza a metodologia de volumes finitos para resolver as equações de transporte previamente apresentadas. Maiores detalhes sobre o conteúdo a ser

apresentado na presente seção podem ser encontrados em Versteeg e Malalasekera (1995) e Maliska (2004).

Optou-se, no código Fluent, pela solução do sistema de equações discretizadas através do método segregado com uma formulação totalmente implícita. Para tal, o sistema é resolvido pelo método de Gauss-Seidel em conjunto com um método *multigrid* (AMG) para acelerar a convergência da solução.

Da integração das equações analíticas de transporte, resultam termos difusivos, na forma de derivadas das propriedades, que devem ser avaliados através de funções de interpolação. No presente trabalho, foram utilizadas funções de interpolação de primeira ordem segundo o esquema *upwind*.

Os campos de temperatura, energia cinética turbulenta,  $k$ , e frequência das grandes escalas,  $\omega$ , são obtidos de suas respectivas equações de transporte. As equações da conservação da quantidade de movimento são escolhas naturais para solução das componentes do campo de velocidade média. Assim restam as equações de estado e da conservação da massa para solução do campo de pressão e de massa específica.

Segundo Maliska (2004), do ponto de vista numérico, determinado escoamento é assumido como compressível quando o campo de massa específica é afetado fortemente pelo campo de pressão. Esse efeito pode ser determinado a partir do número de Mach  $Ma$  do escoamento.

$$Ma = \frac{U}{c} = \frac{U}{\sqrt{\gamma RT}} \quad (4.22)$$

onde:

$U$	:	velocidade local do escoamento
$c$	:	velocidade do som
$\gamma$	:	relação de calores específicos ( $\gamma = c_p / c_v$ )
$R$	:	constante do gás

No caso do escoamento no interior do compressor, uma simulação preliminar revela que o número de Mach máximo é da ordem de 0,1. Uma vez que efeitos de compressibilidade passam a ser importantes para valores de número de Mach próximo à unidade, optou-se por desacoplar o campo de massa específica do campo de pressão, assumindo que  $\rho = f(T)$ . Para a massa específica e viscosidade absoluta do fluido foram obtidas duas retas que modelam suas variações em função da temperatura local do gás para uma faixa entre 20°C e 180°C, intervalo suficiente para o campo de temperatura esperado.

Essa opção resulta em algumas conseqüências, sendo a mais imediata, o fato de que o valor absoluto do campo de pressão pode ser desconsiderado, sendo apenas importante o uso de seus gradientes na solução das equações da conservação da quantidade de movimento. Outra conseqüência é que a equação da conservação da massa torna-se o único meio restante de resolver o campo de pressão, através de um método que busca garantir o acoplamento entre os campos de pressão e velocidade obtidos numericamente.

Basicamente, o objetivo dos métodos de acoplamento pressão-velocidade é a obtenção de um campo de pressão que, quando substituído nas equações da conservação da quantidade de movimento, origine um campo de velocidades capazes de satisfazer a equação da conservação da massa e da energia (devido à dependência direta com a massa específica do escoamento). Dentre outras alternativas para realizar esta tarefa, no presente trabalho optou-se pelo método SIMPLEC por ser uma escolha amplamente documentada e utilizada para a solução de escoamentos.

Assim, para o método de solução segregado, as equações de transporte são resolvidas na seguinte ordem: (i) atualiza propriedades do fluido (viscosidade absoluta, massa específica, parâmetros de turbulência, etc.), (ii) resolve os campos de pressão e velocidade através do acoplamento pelo método SIMPLEC, (iii) atualiza os fluxos de massa nas interfaces dos volumes elementares, (iv) resolve os campos para as propriedades escalares restantes (temperatura, energia cinética turbulenta, etc.) e, finalmente, (v) verifica a convergência segundo determinado critério.

#### 4.3.3. Acoplamento da Metodologia de Fluxo Médio

O acoplamento entre o modelo termodinâmico para o gás no interior da câmara de compressão e o modelo discreto para o escoamento de vapor no interior das câmaras restantes e para o campo de temperatura de seus componentes sólidos é feito basicamente através da atualização das condições de contorno do modelo de volumes finitos.

O tempo de simulação é um aspecto que deve ser levado em consideração dada a complexidade da geometria e o refino necessário para a quantificação dos efeitos de transferência de calor do escoamento turbulento. Cada iteração leva aproximadamente 20 segundos e são necessárias em torno de 700 iterações para que seja alcançada a convergência. Assim, o procedimento aqui utilizado foi aquele que demonstrou a maior eficiência em termos de custo computacional, atualmente em torno de 4 horas de simulação em computador com processador com *clock* de 3.2 GHz.

O procedimento numérico, apresentado na Figura 4.2, inicia com a aplicação do modelo em volumes finitos. As variáveis de acoplamento (fluxo de massa do sistema  $\dot{m}_{evap}$ , temperatura do vapor no orifício de descarga  $T_{o,des}$ , fluxo de calor no cilindro  $Q''_{CIL}$  e o fluxo de calor dissipado pelo motor  $Q''_{MOT}$  são estimadas. Isto é feito a partir de uma simulação preliminar da câmara de compressão utilizando valores estimados de temperatura média para a parede do cilindro  $T_{CIL}$  (entre 85°C e 110°C) e temperatura do vapor no orifício de sucção  $T_{o,suc}$  (entre 60°C e 75°C).

Após a inicialização das variáveis do domínio, passa-se a uma simulação para determinar uma solução preliminar dos campos das diversas variáveis. É importante que essa simulação prévia seja executada para que, no momento em que as condições de contorno do domínio em volumes finitos forem atualizadas pela resposta da câmara de compressão, as variações não sejam excessivas, possivelmente ocasionando fortes instabilidades numéricas.

Uma vez atingida a convergência dessa simulação inicial, passa-se ao acoplamento entre os dois modelos. A simulação da câmara de compressão é executada utilizando valores de temperatura da parede do cilindro e do gás no orifício de sucção calculadas a partir de médias espaciais do campo de temperatura obtido no modelo em volumes finitos. Como resultados dessa simulação, são obtidos os novos valores das variáveis de acoplamento utilizados nas próximas iterações do modelo em volumes finitos.

A metodologia prossegue com a simulação no Fluent (2007) onde são executadas 6 iterações (valor otimizado por tentativa e erro para o domínio sob análise) até que o modelo para a câmara de compressão seja chamado novamente. O processo iterativo é assumido como convergido assim que todos os resíduos normalizados das equações de transporte sejam menores que  $1 \times 10^{-5}$ , com exceção da equação da energia que deve estar abaixo de  $1 \times 10^{-9}$ . Além disso as temperaturas médias na superfície externa da carcaça, no interior do cilindro e nos orifícios de sucção e de descarga não podem ter variação maior de 0,1 °C.

A Figura 4.2 apresenta o fluxograma completo da Metodologia de Fluxo Médio.

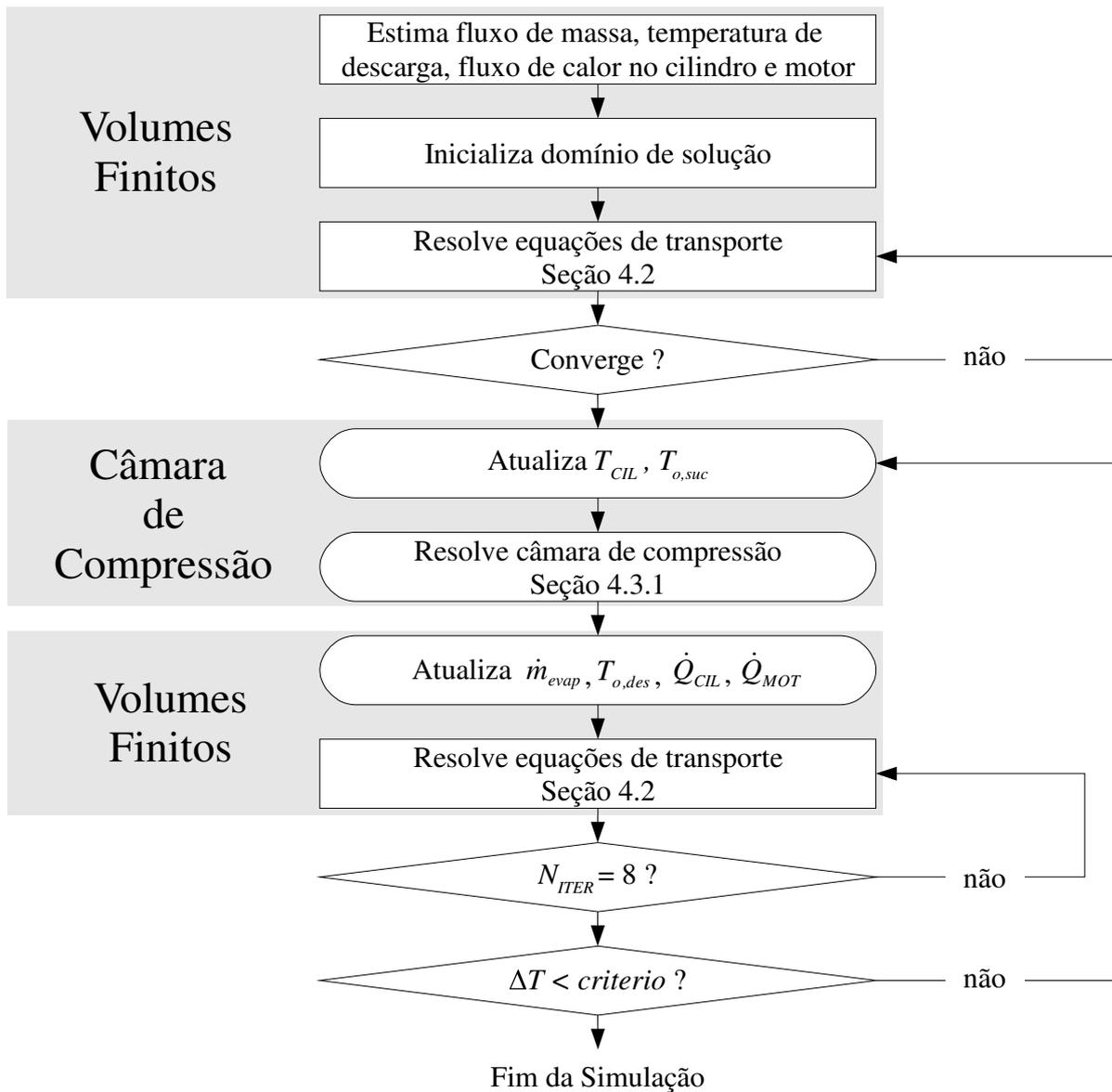


Figura 4.2. Fluxograma da Metodologia de Fluxo Médio.

## ***5. Validação e Comparação das Metodologias de Simulação Numérica***

As metodologias apresentadas nos capítulos anteriores destinam-se a um objetivo comum: o arrolamento do comportamento térmico do compressor. Em virtude dos modelos escolhidos e do modo como esses modelos foram formulados, a solução apresenta características distintas, seja em relação à qualidade dos resultados, seja em função do custo computacional admitido para atingir esse objetivo.

O objetivo desta seção é oferecer uma análise comparativa entre as duas metodologias fundamentada na validação destas por meio de resultados experimentais. No entanto, anteriormente ao processo de validação, a calibração de alguns dos modelos que compõem essas metodologias de simulação deve ser executada. O resultado da análise comparativa fornecerá subsídios à escolha da metodologia que será utilizada na etapa de gerenciamento térmico do compressor.

No presente capítulo serão apresentados os resultados experimentais, a calibração dos modelos previamente apresentados, a validação dos resultados numéricos e, finalmente, a comparação direta entre as duas metodologias de forma a definir aquela que será utilizada para a simulação térmica do compressor.

### **5.1. Procedimentos e Resultados Experimentais**

Para que seja executada a calibração e validação dos modelos, o compressor sob análise foi submetido a uma série de testes experimentais executados pela Embraco. Para tal, o compressor foi montado em uma bancada calorimétrica, a qual simula o seu funcionamento em determinada condição de operação de um sistema de refrigeração. Por condição de operação ou condição de sistema entendem-se valores fixos de pressão de evaporação, pressão de condensação e temperatura ambiente às quais o compressor é submetido.

Para cada condição de teste, o compressor oferece uma vazão de gás e consome determinada quantidade de energia elétrica, medidas através de um transdutor de fluxo de massa e de um transdutor de potência, respectivamente. A temperatura ambiente do *box* onde o compressor foi posicionado foi avaliada através de um termoresistor situado próximo ao

compressor. Ar foi insuflado nesta cavidade a baixas velocidades e a temperatura foi controlada por um sistema combinado de trocadores de calor e resistências elétricas.

No entanto, o procedimento de teste convencional teve de ser alterado em virtude das temperaturas que o compressor pode alcançar quando submetido a algumas das condições de teste citadas. Como o protótipo apresentava sobreaquecimento excessivo na região do motor elétrico, foi necessária a utilização de um equipamento que aumentasse a taxa de transferência de calor nesta região. Desta maneira, um ventilador alimentado por uma fonte ligada a um potenciômetro teve de ser disposto no interior de box, insuflando ar diretamente sobre o compressor.

Outra questão que deve ser ressaltada no caso deste protótipo diz respeito à repetibilidade dos experimentos. O compressor, nesta fase, apresentava-se altamente instável do ponto de vista de confiabilidade, podendo falhar a qualquer momento. Por ser um equipamento de difícil confecção, a disponibilidade de amostras era pequena, havendo apenas uma peça (protótipo) que poderia ser utilizada para medição de perfil térmico. Essas duas informações forçaram a execução de testes com período de tempo menor do que o teste padrão. Assim, assumiu-se que o compressor tinha suas temperaturas estáveis quando a variação de valor de temperatura nos diversos pontos de medição fosse inferior a  $\pm 0,5^\circ\text{C}$  em um intervalo de tempo de 10 minutos com leituras feitas em intervalos de aproximadamente 2 minutos.

Sob essas condições, foram executados 4 testes experimentais em diferentes condições de operações de sistema e de convecção externa. Para o sistema, avaliaram-se pares de temperatura de evaporação e condensação de  $-25^\circ\text{C} / 55^\circ\text{C}$  e  $-15^\circ\text{C} / 45^\circ\text{C}$  e, no caso da convecção externa, dois níveis de potência foram entregues ao ventilador, 50 W e 150 W.

O compressor foi instrumentado com termopares do tipo T em 20 pontos distribuídos em contato com os componentes sólidos e no escoamento de fluido refrigerante, conforme apresentado nas Tabelas 5.1 e 5.2. Nos casos do motor, carcaça e ambiente interno foram tomados mais de um ponto de medição, pois as regiões são suficientemente extensas para oferecer algum gradiente de temperatura no gás. A Figura 5.1 apresenta de maneira esquemática a posição de alguns dos termopares representados por seus respectivos identificadores (*ID*), no intuito de facilitar sua compreensão.

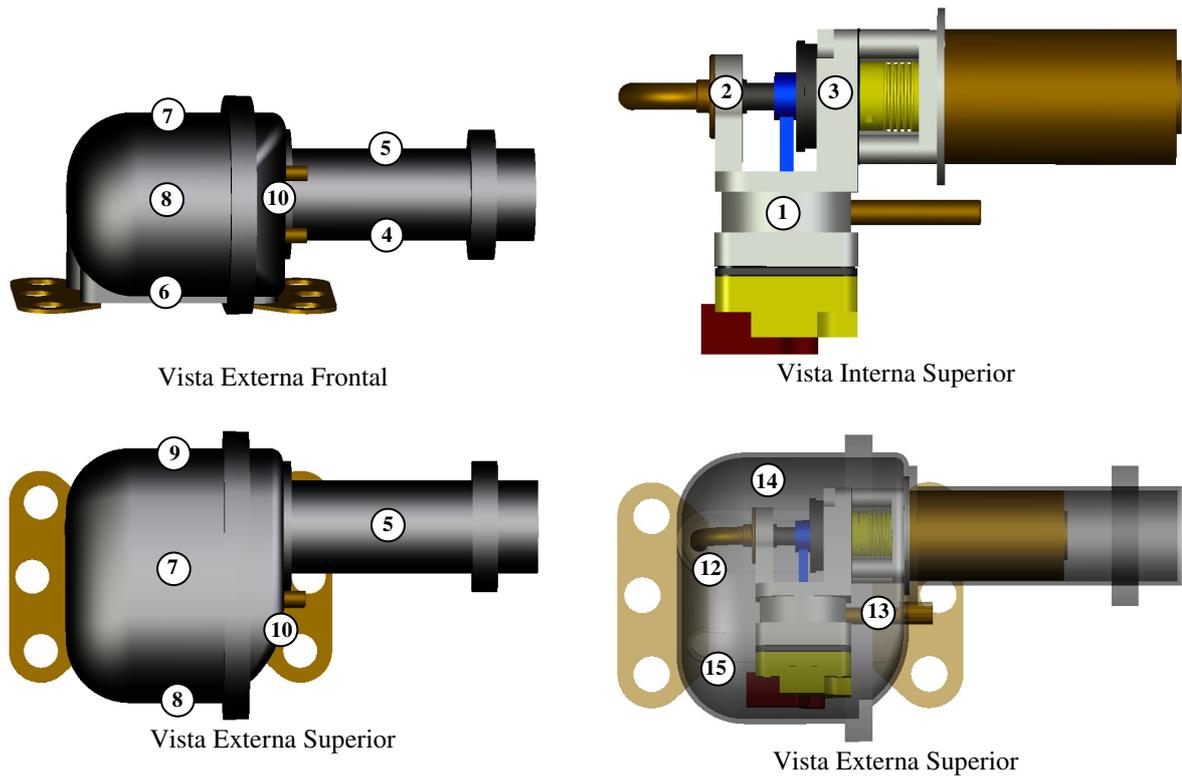


Figura 5.1. Localização dos pontos de avaliação experimental de temperatura no compressor.

Tabela 5.1. Pontos de medição experimental de temperatura em componentes sólidos.

Meio	Componente	Local de Medição	Temperatura	ID	
Sólido	Cilindro	Cilindro no bloco	$T_{CIL}$	1	
	Mancal	Bloco	$T_{m,bl}$	2	
		Bucha	$T_{m,bu}$	3	
		Motor	Região inferior	$T_{mot,4}$	4
	Carcaça	Motor	Região superior	$T_{mot,5}$	5
			Região inferior	$T_{car,6}$	6
		Região superior	$T_{car,7}$	7	
		Região do cabeçote	$T_{car,8}$	8	
		Região dos mancais	$T_{car,9}$	9	
		Próximo ao motor	$T_{car,10}$	10	

Tabela 5.2. Pontos de medição experimental de temperatura em regiões de fluido.

Meio	Componente	Local de Medição	Temperatura	ID	
Fluido	Passador de sucção	Ponto médio ao longo do passador	$T_{psuc}$	11	
	Ambiente interno		Extrema do ambiente interno	$T_{ai,12}$	12
			Próximo ao motor	$T_{ai,13}$	13
			Próximo ao mancal	$T_{ai,14}$	14
			Próximo ao cabeçote	$T_{ai,15}$	15
			<i>Muffler</i> de sucção	Entrada do <i>muffler</i> de sucção	$T_{suc,16}$
		Saída do <i>muffler</i> (câmara de sucção)	$T_{suc}$	17	
	Câmara de descarga	Interior da tampa do cabeçote	$T_{des}$	18	
	Passador de descarga	Ponto médio do passador de descarga	$T_{pdes}$	19	
	Óleo lubrificante	Ponto central do cárter	$T_{oleo}$	20	

Os resultados de temperatura obtidos nos quatro casos avaliados são mostrados na Tabela 5.3. A partir das inúmeras pesquisas em medição de perfil térmico de compressores executadas na Embraco, a experiência adquirida mostra que é uma boa estimativa assumir a incerteza de medição de temperatura como sendo  $\pm 2^\circ\text{C}$ . Essa grande faixa de incerteza se deve em grande parte à difícil repetibilidade de montagem do compressor, o qual é composto por diversos componentes.

Tabela 5.3. Valores experimentais de temperatura [ $^\circ\text{C}$ ] em função da potência elétrica fornecida ao ventilador e da condição de temperatura de evaporação e condensação simulada em calorímetro.

Ventilador Condição	Potência Alta		Potência Baixa	
	CASO 1 -25 $^\circ\text{C}$ / 55 $^\circ\text{C}$	CASO 2 -15 $^\circ\text{C}$ / 45 $^\circ\text{C}$	CASO 3 -25 $^\circ\text{C}$ / 55 $^\circ\text{C}$	CASO 4 -15 $^\circ\text{C}$ / 45 $^\circ\text{C}$
$T_{CIL}$	90,5	79,0	105,7	88,5
$T_{m,bl}$	72,2	60,5	86,0	71,5
$T_{m,bu}$	57,0	49,0	77,5	66,0
$T_{mot,4}$	61,5	64,1	97,0	98,0
$T_{mot,5}$	63,3	67,0	99,5	100,0
$T_{car,6}$	48,5	46,3	66,0	57,5
$T_{car,7}$	53,1	49,5	68,0	57,5
$T_{car,8}$	51,7	49,5	67,5	59,0
$T_{car,9}$	52,0	48,5	70,0	60,0
$T_{car,10}$	56,1	55,5	80,0	73,5
$T_{psuc}$	35,0	34,0	37,0	33,5
$T_{ai,12}$	59,0	53,5	77,5	64,5
$T_{ai,13}$	60,3	55,5	75,0	64,0
$T_{ai,14}$	63,7	56,5	83,0	64,3
$T_{ai,15}$	59,0	54,5	73,0	62,5
$T_{suc,16}$	35,0	54,0	75,0	62,5
$T_{suc}$	63,0	56,5	79,0	65,5
$T_{des}$	108,5	98,5	129,0	108,0
$T_{bun}$	84,0	87,5	104,0	99,5
$T_{oleo}$	52,0	49,0	72,5	58,5

Tabela 5.4. Valores experimentais de capacidade de refrigeração [W] e potência elétrica [W] em função da potência elétrica fornecida ao ventilador e da condição de sistema simulada em calorímetro.

Ventilador Condição	Potência Alta		Potência Baixa	
	CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4
Capacidade	116,9	265,0	112,3	256,2
Potência	108,9	150,1	107,7	149,0

A Tabela 5.4 apresenta os valores de capacidade de refrigeração e potência elétrica. Embora não exista um trabalho sistemático sobre incertezas de medição para este tipo de bancada experimental, de acordo com dados fornecidos pela Embraco, as unidades calorimétricas utilizadas apresentam incertezas de  $\pm 2\%$  para medições de capacidade e consumo e de  $\pm 2,5\%$  para o *COP*.

O último dado avaliado experimentalmente é o rendimento elétrico do motor que influencia diretamente a quantidade de calor dissipado por esta região. A partir da potência elétrica e de dados oferecidos pelo fabricante é possível traçar a curva de comportamento do rendimento do motor elétrico, calculado de acordo com a Equação (3.7) e apresentado na Figura 4.2. A curva de ajuste para o rendimento elétrico do motor, também mostrada na figura, é apresentada na Equação (5.1).

$$\eta_{el} = 0,01 \left[ 0,012360858 + \frac{-24,1225409 \ln(\dot{W}_{el})}{\dot{W}_{el}^2} + \frac{126,1560902}{\dot{W}_{el}^2} \right]^{-1} \quad (5.1)$$

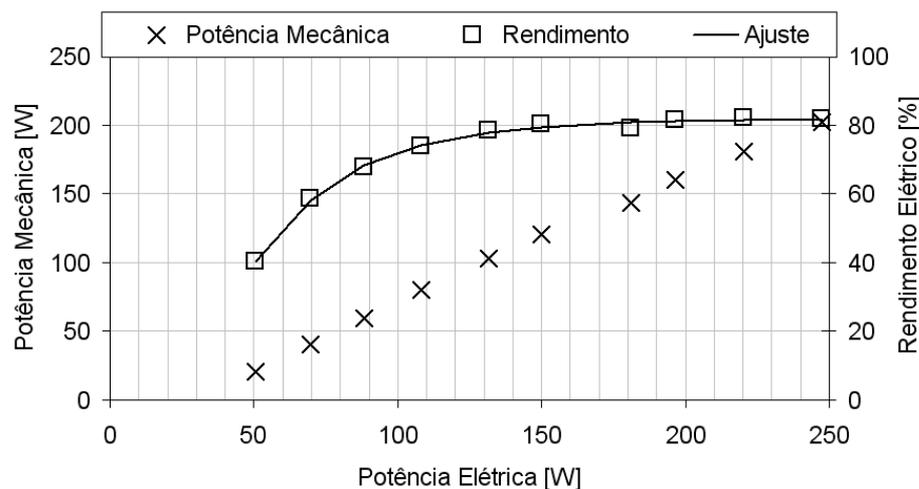


Figura 5.2. Rendimento elétrico e potência mecânica disponibilizada pelo motor quando este é submetido à determinada potência elétrica.

## 5.2. Calibração de Parâmetros Globais

De posse dos dados experimentais, os diversos coeficientes utilizados em ambas as metodologias de simulação térmica podem ser ajustados de modo a representar o perfil térmico encontrado. Nesta primeira etapa de calibração serão ajustados os valores de coeficiente de convecção médio externo, correções para as áreas efetivas de escoamento e a dissipação de calor existente nos mancais hidrodinâmicos.

### 5.2.1. Coeficiente de Convecção Médio Externo

Inicialmente, assume-se que o escoamento forçado de ar que ocorre sobre o compressor é uniforme ao redor de toda a carcaça, podendo obter-se um valor médio  $H_{ext}$  que represente a transferência de calor em torno da carcaça do motor e da carcaça do *kit* mecânico ( $H_{ext} = H_{car} = H_{mot}$ ).

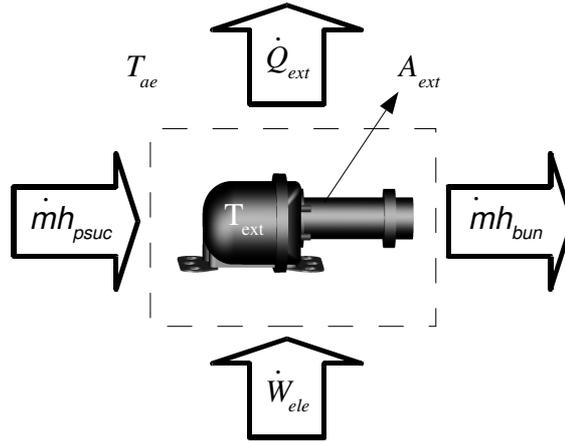


Figura 5.3. Conservação global da energia do compressor.

Da aplicação de um volume de controle externo a todo o compressor resulta a expressão (5.2), que representa a conservação de energia global no domínio.

$$\dot{Q}_{ext} = \dot{W}_{ele} - \dot{m}(h_{bun} - h_{psuc}) \quad (5.2)$$

Pode-se determinar o calor dissipado em função da diferença de temperatura média existente entre a carcaça (motor e *kit*) e a *box* calorimétrico como:

$$\dot{Q}_{ext} = H_{ext} A_{ext} (T_{ext} - T_{ae}) \quad (5.3)$$

A Tabela 5.5 apresenta o coeficiente de convecção médio para cada caso experimental obtido a partir das equações (5.2) e (5.3). A temperatura média é obtida a partir da ponderação das temperaturas de carcaça e motor obtidas experimentalmente, conforme apresentado na equação (5.4).

$$T_{ext} = \frac{A_{car} \sum_{i=6}^{10} T_{car,i} + A_{mot} \sum_{i=4}^5 T_{mot,i}}{A_{car} + A_{mot}} \quad (5.4)$$

Tabela 5.5. Valor médio estimado para o coeficiente de transferência externa de calor do compressor para os testes experimentais executados.

Ventilador Condição	Potência Alta		Potência Baixa	
	CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4
$T_{ext}$ [°C]	55,2	54,8	79,0	73,3
$Q_{ext}$ [W]	84,2	82,0	70,9	63,2
$H_{ext}$ [W/m <sup>2</sup> -K]	49,3	48,9	20,4	20,7

### 5.2.2. Áreas Efetivas de Escoamento em Válvulas

O modelo de escoamento em válvulas, definido pela Equação 3.14, mostra que a vazão de gás que passa pelos orifícios de sucção e descarga depende da área efetiva de escoamento,  $A_{ee}$ , que representa uma correção devida à restrição imposta ao escoamento pela válvula. A área efetiva de escoamento não é de fácil obtenção e foi estimada para o presente trabalho a partir de valores típicos utilizados para um compressor com um sistema de válvulas semelhante.

Para verificar se esta aproximação é válida, foram executadas quatro simulações do modelo termodinâmico da câmara de compressão desacoplado do restante do compressor. As temperaturas do gás nas câmaras de sucção e de descarga e a temperatura da parede do cilindro obtidas experimentalmente para cada caso foram utilizadas como condição de contorno para essa simulação. Os resultados da capacidade de refrigeração do compressor (sem correção) são apresentados na Tabela 5.6.

Tabela 5.6. Comportamento da capacidade de refrigeração do sistema mediante aplicação do fator de correção para as áreas efetivas.

Ventilador Condição	Potência Alta		Potência Baixa	
	CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4
Capacidade Experimental [W]	116,9	265,0	112,3	256,2
Capacidade sem Correção [W]	108,8	249,3	104,6	240,1
<i>Desvio [%]</i>	-6,9	-5,9	-6,9	-6,3
Capacidade Corrigida [W]	113,9	268,5	109,6	261,5
<i>Desvio [%]</i>	-2,6	+1,3	-2,4	+2,1

Apesar de haver certa concordância entre os resultados para as duas condições de sistema verificadas, o desvio em relação aos resultados experimentais é considerável. Para adequar o comportamento das válvulas, admitiu-se a multiplicação de um fator de 1,3 e 1,0 para as áreas efetivas de sucção e descarga, respectivamente, resultando nos valores corrigidos de capacidade apresentados na tabela citada. No entanto, estes valores de correção

foram obtidos a partir do método de tentativa e erro e não são necessariamente os valores que garantem a ótima concordância com os resultados experimentais.

### 5.2.3. Perdas Mecânicas em Mancais

As perdas mecânicas em mancais também têm sua quantificação relativamente complexa. Esse fato é decorrência da configuração das cargas dinâmicas envolvidas durante o trajeto alternativo em alta velocidade executado pelo pistão. Assim, os valores de perdas mecânicas em mancais são usualmente obtidos indiretamente através de experimentos e de resultados numéricos.

Experimentalmente, o valor das perdas mecânicas é obtido através da medição da potência elétrica e da potência indicada do compressor, conforme mostra a expressão (5.5). Enquanto a potência elétrica é obtida diretamente, a potência indicada é calculada a partir da integração dos dados instantâneos de pressão do gás e do volume do cilindro medidos ao longo de um ciclo de compressão. De forma análoga ao que é feito experimentalmente, a perda mecânica foi estimada utilizando-se a mesma expressão, no entanto, o valor da potência indicada foi simulado numericamente. Desta forma, resultam os valores de perda mecânica  $\dot{Q}_{man}$  apresentados na Tabela 5.7.

$$\dot{Q}_{man} = \eta_{el} \dot{W}_{el} - \dot{W}_{ind} \quad (5.5)$$

Tabela 5.7. Perda mecânica nos quatro casos avaliados.

Ventilador Condição	Potência Alta		Potência Baixa	
	CASO 1 -25°C / 55°C	CASO 2 -15°C / 45°C	CASO 3 -25°C / 55°C	CASO 4 -15°C / 45°C
$W_{el}$ [W]	108,9	150,1	107,7	149,0
$W_{ind}$ [W]	53,0	88,3	53,1	88,4
$\eta_{el}$ [%]	74,3	79,4	74,0	79,3
$Q_{man}$ [W]	27,9	30,9	26,6	29,8

Como não foi desenvolvido, no presente trabalho, um modelo adequado para a dissipação em mancais, optou-se por assumir que a dissipação em mancais possui valor constante igual à média dos valores obtidos a partir dos quatro casos experimentais.

### 5.3. Calibração da Metodologia Híbrida

Devido à geometria e aos padrões de escoamento relativamente complexos no interior do compressor, a utilização de correlações disponíveis na literatura para coeficientes de transferência de calor por convecção aplicadas em geometrias simplificadas dificilmente oferecerá bons resultados para a representação dos fenômenos térmicos envolvidos. Conforme mostrado anteriormente, os coeficientes que permitem o cálculo da taxa de transferência de calor pelas paredes do modelo sólido  $H_{parede}$  são inicialmente estimados e posteriormente calibrados para o compressor sob análise. A calibração se dá através do uso de dados experimentais e o procedimento, através do qual ela é executada é mostrado em detalhes ao longo desta seção, sendo crucial ao entendimento da metodologia.

**Tabela 5.8. Condições de contornos inicialmente utilizadas para simulação térmica do compressor pela Metodologia Híbrida.**

Câmara	Temperatura		Coeficientes de Convecção	
	Símbolo	Valor [°C]	Símbolo	Valor [W/m <sup>2</sup> -C]
Ambiente Interno	$T_{ai}$	77,2	$H_{int}, H_{suporte}, H_{bucha},$ $H_{bloco}, H_{cabeçote}, H_{bundy}$ $H_{acop}$ $H_{eixo}$	30  150 150
Câmara de Sucção	$T_{suc,m}$	79,0	$H_{suc}$	150
Câmara de Descarga	$T_{des}$	124,1	$H_{des}$	300
Linha de Descarga	$T_{bun,m}$	104,2	$H_{bun}$	200

Assumindo como corretos os valores de temperaturas obtidos experimentalmente, pode-se utilizar um modelo global para simular o erro que a imposição dos coeficientes estimados ocasiona. A partir desses dados de temperatura, pode-se calcular o somatório dos termos advectivos das equações de conservação da energia das câmaras mostrados anteriormente na Tabela 3.3 e, por meio do valor estimado de  $H_{parede}$  (Equação 3.50), são calculados os termos difusivos  $\dot{q}_m$ . Para que a conservação de energia aplicada ao gás seja satisfeita em cada câmara, um termo de resíduo de energia  $Res_m$  deve ser adicionado à taxa de transferência de calor simulada por volumes finitos como mostra a Equação (5.6). Utilizando as temperaturas médias das câmaras obtidas no caso experimental 3 e os parâmetros

mostrados na Tabela 5.8, pode-se quantificar o resíduo através da simulação completa da Metodologia Híbrida, uma vez que o dado de vazão é necessário.

$$\dot{Q}_m = \dot{q}_m + Res_m = \sum \dot{m}h_{m,n} \quad (5.6)$$

Resultam desta simulação, as taxas de transferência de calor e os resíduos da conservação de energia apresentados na Tabela 5.9. Percebe-se que os resíduos são da mesma ordem de grandeza das taxas simuladas, o que leva à invalidação da simulação. É fundamental, portanto, que se encontre uma forma de reduzir esse resíduo através de um procedimento adequado de calibração dos coeficientes de transferência de calor  $H_{parede}$ .

**Tabela 5.9. Taxa de transferência de calor saindo de cada câmara simulada através da Metodologia Híbrida e o respectivo termo de resíduo resultante da estimativa inicial dos coeficientes de convecção.**

Câmara	$\dot{Q}_m$ [W]	$Res_m$ [W]
Ambiente Interno	-10,27	-13,22
Câmara de Sucção	-3,07	+1,82
Câmara de Descarga	+9,30	+15,73
Linha de Descarga	+2,87	+11,45

Conforme citado anteriormente, a metodologia global de simulação térmica desenvolvida por Todescat *et al.* (1994) utilizava modelos de condutância global para simular a taxa de transferência de calor do gás no interior das câmaras do compressor. O balanço de energia no interior de cada uma destas câmaras era representado por equações semelhantes às expressões (5.7) e (5.8). O termo  $\dot{Q}_m^*$  era calculado através dos coeficientes globais de transferência de calor  $UA_{m,l}^*$  entre as câmaras  $m$  e  $l$ , conforme é apresentado na Equação (5.8).

$$\dot{Q}_m^* = \sum \dot{m}h_{m,n} + \dot{S} \quad (5.7)$$

$$\dot{Q}_m^* = UA_{m,l}^* (T_l - T_m) \quad (5.8)$$

O que a Metodologia Híbrida propõe é a substituição do termo de resíduo por um termo global de transferência de calor, sendo o ponto chave desta metodologia. Esta adaptação é mostrada na equação (5.9), onde o termo  $\dot{Q}_m^*$  substitui o resíduo, sendo aqui definido como uma taxa de transferência de calor residual. Estes termos são calculados a partir dos coeficientes de condutância global residuais  $UA_m^*$  e da diferença de temperatura

média do gás no interior de duas câmaras adjacentes  $l$  e  $m$ . Já o termo  $\dot{q}_m$ , resulta da integração das taxas de transferência de calor de todas as superfícies sólidas que formam a presente câmara no modelo de volumes finitos.

$$\dot{Q}_m = \dot{Q}_m^* + \dot{q}_m = UA_{m,l}^*(T_l - T_m) - \sum H_{parede} A_{parede} (T_{parede} - T_m) \quad (5.9)$$

O termo  $\dot{Q}_m^*$  permite que parte do calor que atravessa uma câmara não seja transferido por difusão através do sólido, e quanto menor for sua magnitude, maior é a taxa de transferência de calor  $\dot{q}_m$  do gás no interior da câmara para as superfícies sólidas que estão em sua fronteira. Desta maneira, através do processo de calibração dos coeficientes  $H_{parede}$ , busca-se um valor de  $UA^*$  das câmaras nulo e, por conseqüência, fazer com que o calor seja transferido em sua totalidade por convecção aos componentes sólidos, o que é mais coerente fisicamente.

As equações de conservação da energia são então reescritas na forma mostrada nas expressões (5.10) - (5.13).

$$\dot{q}_{suc} + UA_{suc}^*(T_{suc} - T_{ai}) = \dot{E}_{ai,suc} + \dot{E}_{cil,suc} - \dot{E}_{suc,cil} \quad (5.10)$$

$$\dot{q}_{des} + UA_{des}^*(T_{des} - T_{ai}) = \dot{E}_{cil,des} - \dot{E}_{des,cil} - \dot{E}_{des,bun} \quad (5.11)$$

$$\dot{q}_{bun} + UA_{bun}^*(T_{bun} - T_{ai}) = \dot{E}_{des,bun} + \dot{E}_{bun,pas} \quad (5.12)$$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{ai} - UA_{suc}^*(T_{suc} - T_{ai}) - UA_{des}^*(T_{des} - T_{ai}) - UA_{bun}^*(T_{bun} - T_{ai}) + UA_{ai}^*(T_{ai} - T_{ae}) = \\ = \dot{E}_{pas,ai} + \dot{E}_{cil,ai} - \dot{E}_{ai,suc} \end{aligned} \quad (5.13)$$

Além de minimizar a taxa residual de transferência de calor, a calibração é feita de tal modo que as temperaturas médias da parede do cilindro, do motor elétrico e da carcaça do *kit* mecânico estejam tão próximas quanto possível daquelas medidas experimentalmente.

Tendo ressaltados esses pontos iniciais, o processo de calibração é feito através de um processo de tentativa e erro, sempre buscando satisfazer as condições citadas e a coerência física. Tomando novamente o Caso 3 como referência, o procedimento e resultado da calibração do Modelo Híbrido são apresentados a seguir.

Os valores de coeficientes de convecção  $H_{parede}$  estimados inicialmente são baseados em experiências anteriores adquiridas de compressores semelhantes. As alterações de cada valor, mostradas na Tabela 5.10, buscam minimizar a parcela de transferência de calor matemática e/ou aproximar as temperaturas médias simuladas dos valores respectivos

medidos experimentalmente. Esse processo se dá empiricamente, baseado em intuição física auxiliado pelas figuras apresentadas abaixo.

A Figura 5.4 apresenta o decaimento do somatório da parcela matemática da taxa total de transferência de calor dos volumes de gás no interior da câmara para cada uma das tentativas executadas. Já a Figura 5.5 tal mostra as temperaturas médias da parede do cilindro, do motor elétrico e da carcaça aproximando-se das temperaturas experimentais conforme os valores dos coeficientes de convecção  $H_{parede}$  são ajustados.

**Tabela 5.10. Calibração dos coeficientes de convecção [W-m<sup>2</sup>K] para as superfícies sólidas do modelo em volumes finitos.**

Tentativa	Externos		Ambiente Interno								Câmaras Internas		
	Carcaça Kit	Carcaça Motor	Carcaça	Bloco	Bucha	Suporte	Cabeçote	Bundy	Eixo	Acoplamento	Descarga	Sucção	Linha Descarga
1	20,5	20,5	30	30	30	30	30	30	130	200	300	150	200
2	23,0	15,0	30	30	30	30	30	30	130	200	300	150	200
3	23,0	15,0	150	30	30	30	30	30	130	200	300	150	200
4	23,0	15,0	150	30	30	30	70	30	130	200	300	150	200
5	23,0	15,0	150	30	130	130	70	30	130	200	300	150	200
6	23,0	15,0	150	50	130	130	70	30	130	200	300	150	200
7	23,0	15,0	150	50	130	130	70	30	130	200	400	150	200
8	23,0	15,0	150	50	130	130	70	30	130	200	400	60	200
9	23,0	15,0	150	50	130	130	70	150	130	200	400	60	200
10	23,0	15,0	150	50	130	130	70	150	130	200	400	60	700
11	23,0	15,0	150	50	130	130	70	150	130	200	600	60	700
12	23,0	15,0	150	50	130	130	70	150	200	250	600	60	700
13	23,0	15,0	150	50	130	130	90	150	200	250	600	60	700
14	23,0	15,0	150	60	130	130	90	150	200	250	600	60	700
15	24,9	11,0	150	60	130	130	90	150	200	250	600	60	700
16	24,9	11,0	150	60	130	130	90	150	200	250	600	50	700
17	24,9	11,0	150	60	130	130	90	150	200	250	600	50	900
18	24,9	11,0	200	60	130	130	90	150	200	250	600	50	900
19	24,9	11,0	200	85	130	180	105	150	200	250	600	50	900

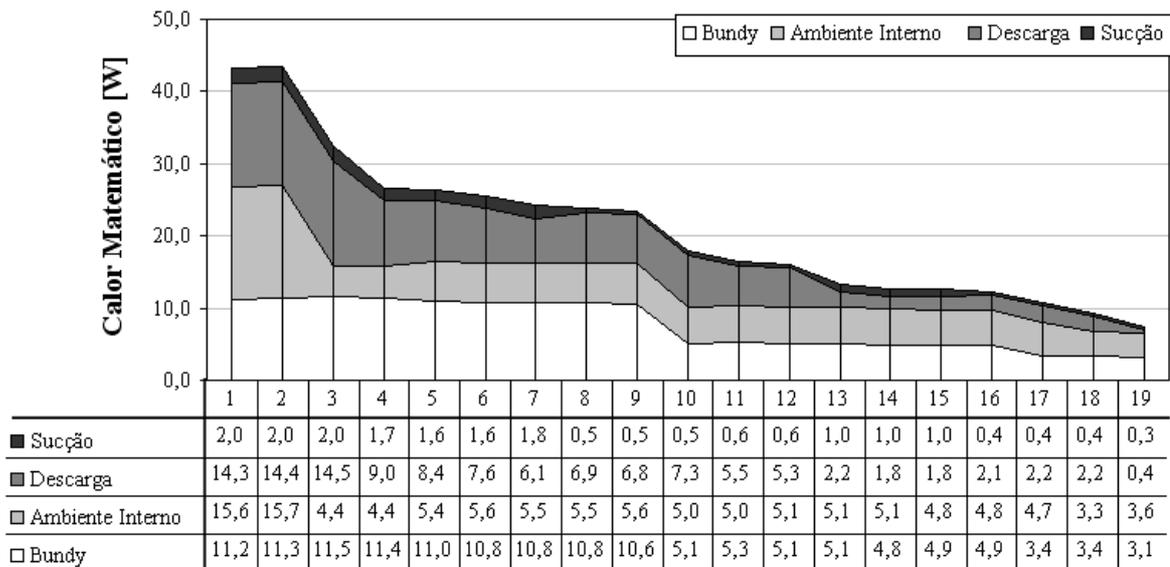


Figura 5.4. Taxa de transferência de calor residual para as câmaras durante o processo de calibração.

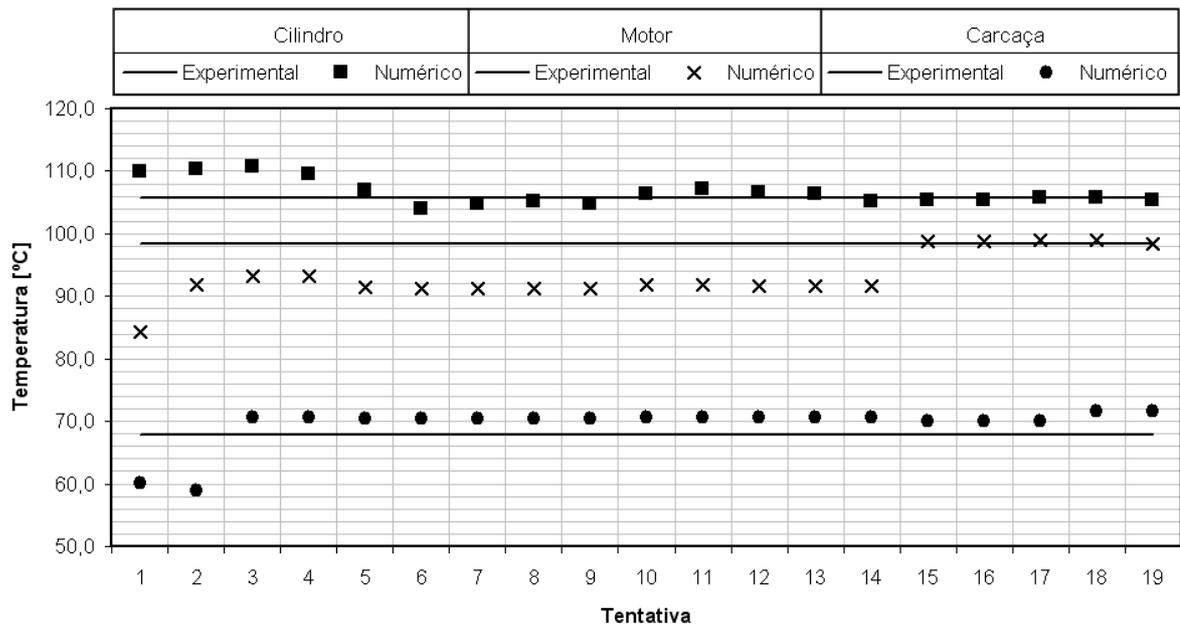


Figura 5.5. Temperaturas obtidas numericamente durante o processo de calibração.

No intuito de facilitar a compreensão do procedimento, será mostrado o que se buscava em algumas das tentativas. A partir dos resultados da tentativa 1, percebe-se que a temperatura média do motor é menor do que a medida experimentalmente. A hipótese física adotada é: uma vez que o compressor foi testado na vertical com a região do motor voltada para cima (Figura 5.6), a pluma térmica formada devido ao aquecimento do ar na região da carcaça carrega ar quente até a superfície do motor, diminuindo seu potencial para dissipação de calor ao meio externo. Essa hipótese é reforçada pelo valor do coeficiente médio de convecção calculado a partir do balanço global do compressor que pode caracterizar convecção natural ou, no máximo, um regime de convecção mista.

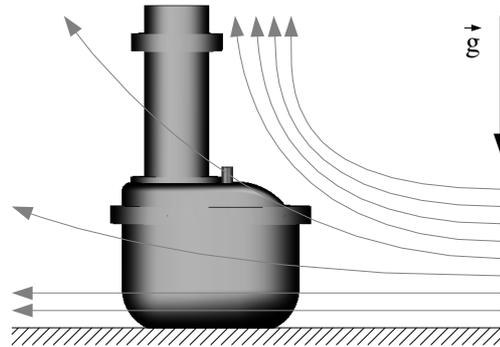


Figura 5.6. Hipótese de convecção mista.

Para simular esta hipótese, na tentativa 2 reduziu-se o valor do coeficiente de convecção na região do motor para  $15\text{W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$ . Para que o valor do coeficiente de convecção médio externo siga inalterado, o valor do coeficiente de convecção na carcaça foi aumentado de acordo com a Equação (5.14).

$$H_{ext} = \frac{A_{mot} H_{mot} + A_{car} H_{car}}{A_{mot} + A_{car}} \quad (5.14)$$

Como resultado, a temperatura média do motor passou de  $84,3^\circ\text{C}$  para  $91,8^\circ\text{C}$  na tentativa 2, aproximando-se daquela avaliada experimentalmente. No entanto, a transferência de calor residual entre ambiente interno e ambiente externo,  $UA_{ai}^*$ , apresentou leve aumento passando a representar aproximadamente 22% do calor que é dissipado para o ambiente. Desta forma, assume-se que o coeficiente de convecção interno estimado entre o gás no ambiente interno e a carcaça do *kit* mecânico oferece uma restrição maior do que deveria. Outro indício desta hipótese é o fato de a carcaça apresentar sua temperatura mais baixa que aquela medida experimentalmente. Assim, na tentativa 3, aumentou-se o coeficiente de convecção interno na região da carcaça de 30 para  $150\text{W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$ , resultando na redução da taxa de transferência residual de 15,7 para 4,4 W e no aumento da temperatura da carcaça de  $59,0^\circ\text{C}$  para  $70,6^\circ\text{C}$ .

De maneira análoga, foram feitas outras 19 tentativas até que o comportamento térmico resultante foi aceito. O resultado final não é o ótimo, mas muitas tentativas adicionais teriam que ser avaliadas para oferecer uma pequena melhoria no resultado final. Os valores não-nulos dos coeficientes de condutância global residuais obtidos expõem essa inadequação.

Após esta etapa de calibração, os valores de condutância global residual  $UA_m$  são mantidos para serem utilizados durante a simulação térmica. Conforme apresentado no início desta seção, esses termos ainda refletem, de certo modo, o resíduo das equações da conservação da energia. Espera-se, no entanto, que somente uma pequena discrepância do

campo de temperaturas nos componentes sólidos seja percebida, uma vez que esses termos não deixam de representar, de certa forma, o processo de transferência de calor, já que estão vinculados a diferenças de temperatura. Além disso, a retirada destes termos acarretaria uma inconsistência física na conservação da energia do gás no interior das câmaras.

O último aspecto, e talvez a consideração mais importante sobre a análise desta metodologia, é o fato de que foram estimados 13 coeficientes de convecção a partir da observação de 8 parâmetros guia ( $4 UA^*$ ,  $T_{mot}$ ,  $T_{car}$ ,  $T_{cil}$  e  $H_{ext}$ ). Matematicamente, pode-se imaginar que se utilizaram 8 equações não-lineares para resolver 13 incógnitas. Assim, o resultado encontrado, apesar de satisfazer a condição experimental representada pelo Caso 3, não se ajusta necessariamente às outras condições. Em outras palavras, os coeficientes encontrados devem ser submetidos à validação através da utilização de, no mínimo, mais uma condição experimental para que o resultado esteja correto. Desta forma, ter-se-iam 16 equações disponíveis para as 13 incógnitas do problema e os coeficientes médios encontrados seriam assumidos como corretos. Esta validação é o objetivo da próxima seção, juntamente com a validação da Metodologia de Fluxo Médio.

#### 5.4. Validação Experimental das Metodologias Numéricas

Neste ponto, será avaliada a concordância das metodologias apresentadas e já calibradas com os dados experimentais obtidos. A calibração do modelo termodinâmico da câmara de compressão e a estimativa do coeficiente de convecção médio externo e da dissipação de calor decorrente do atrito em mancais são utilizadas em ambos os modelos, sendo mantidos os mesmos valores para as duas metodologias. Além disso, os dados iniciais para a simulação da câmara de compressão, como por exemplo, dimensões do mecanismo de acionamento e eficiência do motor elétrico, também seguem inalteradas para os dois modelos.

A temperatura de entrada no compressor  $T_{psuc}$  e a temperatura do ambiente externo  $T_{ae}$ , assumidas como 35°C e 32°C, respectivamente, são condições de contorno para todos os casos. Assim, as únicas modificações necessárias para simular numericamente os casos experimentais são as temperaturas de evaporação e condensação e o coeficiente de convecção médio externo  $H_{ext}$ . Nos casos 1 e 3, os coeficientes  $H_{mot}$  e  $H_{car}$  são prescritos conforme os valores obtidos no processo de calibração, enquanto que, nos casos 2 e 4, nos quais o coeficiente de convecção médio externo é maior, assume-se convecção forçada uniforme, ou seja,  $H_{mot} = H_{car} = H_{ext}$ .

Os resultados de temperatura oferecidos pela simulação térmica do compressor através da Metodologia Híbrida, quando este é submetido às condições experimentais, são apresentados na Tabela 5.11. Por definição, neste trabalho, o desvio entre a temperatura obtida experimentalmente e o resultado numérico é calculado através da diferença de temperatura normalizada. Esta normalização é dada pela razão entre a diferença de temperatura absoluta entre o caso numérico e experimental e a máxima diferença do escalar obtida experimentalmente em cada caso. A expressão (5.15) apresenta como a variação é calculada. O motivo desta opção é representar o erro de acordo com faixa de temperaturas medidas, ou seja, quanto maior a amplitude da faixa de medição, menor será o erro ocasionado por um valor absoluto de variação em qualquer escala de temperatura.

$$Desvio[\%] = 100 \frac{T_{num} - T_{exp}}{(T_{max} - T_{min})_{caso}} \quad (5.15)$$

No que diz respeito à Metodologia Híbrida, além das condições citadas anteriormente, são mantidos, para cada câmara, os valores de  $UA^*$  obtidos anteriormente no processo de calibração. Esses valores são 0,194; 0,009; 0,079 e 0,083 para equação da conservação de energia aplicada à câmara de sucção, descarga, ambiente interno e linha de descarga, respectivamente. A calibração desta metodologia foi baseada no caso experimental 3, restando assim 3 condições para sua validação.

Como pode ser percebido na Tabela 5.11, existe uma concordância adequada entre os resultados de temperatura numéricos e experimentais. A comparação com o Caso 3 oferece simplesmente a verificação da consistência matemática, sendo que as variações observadas podem ser assumidas como erros decorrentes dos critérios de convergência dos modelos e estão dentro de uma margem de aproximadamente 1% na maior parte dos pontos avaliados.

O Caso 2 é aquele onde as maiores variações em relação ao experimento são percebidas, no entanto, este fato era esperado uma vez que é a situação mais distante da utilizada para calibração. Nesta condição, o coeficiente de convecção médio sobre a carcaça teve um aumento de 150% e a condição de operação do sistema de refrigeração passa de  $-25^{\circ}\text{C}/55^{\circ}\text{C}$  para  $-15^{\circ}\text{C}/45^{\circ}\text{C}$ . A principal decorrência da mudança da condição de operação é a grande variação de capacidade de refrigeração (Tabela 5.12) que o sistema é capaz de oferecer e era esperado que os coeficientes de convecção das superfícies sólidas, assumidos como constantes para todas as condições avaliadas, estivessem mais distantes do fenômeno físico real.

Tabela 5.11. Comparação entre os pontos de temperatura medidos e os resultados numéricos obtidos via Metodologia Híbrida.

Condição Temperaturas	CASO 1			CASO 2		
	Exp	Num	Desvio [%]	Exp	Num	Desvio [%]
$T_{suc}$	63,0	61,8	-1,6	56,7	55,4	-2,0
$T_{des}$	108,5	106,7	-2,4	98,6	101,1	3,8
$T_{ai}$	60,5	59,2	-1,7	55,0	54,1	-1,3
$T_{bun}$	84,0	85,5	2,0	87,3	90,4	4,7
$T_{CIL}$	90,5	87,0	-4,6	79,2	82,7	5,3
$T_{car}$	51,3	53,1	2,3	48,4	49,3	1,3
$T_{mot}$	61,5	59,4	-2,8	65,6	58,8	-10,3
$T_{suc,16}$	59,5	59,2	-0,4	54,1	54,1	0,0
Condição Temperaturas	CASO 3			CASO 4		
	Exp	Num	Desvio [%]	Exp	Num	Desvio [%]
$T_{suc}$	79,0	79,7	0,8	65,5	66,5	1,3
$T_{des}$	124,0	123,8	-0,2	108,0	110,2	3,0
$T_{ai}$	77,1	76,7	-0,5	63,9	64,5	0,8
$T_{bun}$	104,0	103,7	-0,3	99,5	100,5	1,3
$T_{CIL}$	105,5	104,9	-0,7	88,5	91,3	3,7
$T_{car}$	67,9	69,7	2,0	58,5	60,8	3,0
$T_{mot}$	98,3	98,1	-0,2	99,0	95,6	-4,5
$T_{suc,16}$	75,0	76,7	1,8	62,5	64,5	2,6

Tabela 5.12. Resultados numéricos de capacidade de refrigeração e potência elétrica do compressor obtidos via Metodologia Híbrida.

Condição Temperaturas	CASO 1			CASO 2		
	Exp	Num	Var [%]	Exp	Num	Var [%]
Capacidade [W]	116,9	115,2	-1,5	265,0	271,3	2,4
Consumo [W]	108,9	108,9	0,0	150,1	146,8	-2,2
Condição Temperaturas	CASO 3			CASO 4		
	Exp	Num	Var [%]	Exp	Num	Var [%]
Capacidade [W]	112,3	110,1	-2,0	256,2	262,4	2,4
Consumo [W]	107,7	109,0	1,2	149,0	146,7	-1,6

Desta maneira, pode-se assumir que a Metodologia Híbrida oferece resultados adequados para representar o comportamento térmico do compressor. Da maneira análoga, o Caso 3 é tomado como base para simulação do compressor pela Metodologia de Fluxo Médio. Os resultados de temperatura obtidos são comparados com a Metodologia Híbrida e com os resultados experimentais conforme apresentados na Tabela 5.13.

Tabela 5.13. Resultados da simulação numérica do Caso 3 através da Metodologia de Fluxo Médio (MFM) comparados com aqueles obtidos pela Metodologia Híbrida (MH) e experimentalmente (Exp).

Modelo Temperatura [°C]	Fluxo Médio			Híbrido		
	Exp	Num	Desvio %	Exp	Num	Desvio %
$T_{suc}$	79,0	80,6	1,7	79,0	79,7	0,8
$T_{des}$	124,0	139,8	17,2	124,0	123,8	-0,2
$T_{ai}$	77,1	71,9	-5,7	77,1	76,7	-0,5
$T_{bun}$	104,0	126,8	24,8	104,0	103,7	-0,3
$T_{CIL}$	105,5	116,8	12,3	105,5	104,9	-0,7
$T_{car}$	67,9	56,4	-12,4	67,9	69,7	2,0
$T_{mot}$	98,3	110,4	13,2	98,3	98,1	-0,2
$T_{suc,16}$	75,0	75,4	0,5	75,0	76,7	1,8
<b>Capacidade [W]</b>	112,3	107,7	-4,1	112,3	110,1	-2,0
<b>Consumo [W]</b>	107,7	110,0	2,1	107,7	109,0	1,2

A MFM apresenta grandes desvios em relação ao perfil de temperaturas médias experimentais, principalmente se comparado aos resultados oferecidos pela MH. A hipótese mais consistente levantada sobre essa discrepância é a desconsideração dos efeitos térmicos inerentes ao escoamento de óleo lubrificante. O filme de óleo que sai pela folga nos mancais entra em contato com o eixo, conector e biela, peças que possuem alta velocidade de rotação, e é espalhado para todos os componentes. Parte do óleo vai diretamente para a parte interna da carcaça, podendo antes escoar sobre alguns componentes do *kit* mecânico.

Do ponto de vista térmico, o óleo reduz a resistência à transferência de calor entre o *kit* mecânico e a carcaça do compressor, uma vez que a energia é transportada através deste escoamento. Os componentes internos do compressor possuem altas temperaturas superficiais que dissipam calor para o óleo, o qual, por sua vez, transfere o calor para o ambiente interno e para a carcaça. Essa hipótese é justificada quando se observa as temperaturas do gás no interior da câmara de descarga, da linha de descarga, da parede do cilindro e da superfície interna da carcaça. As três primeiras referem-se a componentes que são parte do *kit* mecânico e têm níveis de temperatura superiores aos medidos experimentalmente, enquanto o resultado numérico da temperatura média da carcaça é inferior àquela obtida pelo experimento.

A avaliação dos valores médios do coeficiente de transferência de calor em algumas das superfícies sólidas no interior do compressor reforça esta hipótese, conforme apresenta a Tabela 5.14. O aumento da resistência térmica aparece de forma clara quando a MFM é comparada com os valores calibrados pela Metodologia Híbrida para as regiões da carcaça, do cabeçote do cilindro e do bloco. Já os coeficientes médios de transferência de calor no interior das câmaras de sucção e descarga apresentam menores desvios se avaliados de forma relativa.

Tabela 5.14. Comparação dos coeficientes médios de transferência de calor para uma mesma superfície sólida obtidos pela Metodologia Híbrida e pela Metodologia Fluxo Médio.

$H_{\text{parede}}$ [W/m <sup>2</sup> -K]	Fluxo Médio	Híbrido
$H_{\text{int}}$	35,0	200,0
$H_{\text{cabecote}}$	31,6	105,0
$H_{\text{bloco}}$	34,3	85,0
$H_{\text{suc}}$	83,7	50,0
$H_{\text{des}}$	456,6	600,0

A coerência das metodologias apresentadas pode ser avaliada, de forma bastante geral, através da taxa de transferência de calor dissipada globalmente pela carcaça do compressor. Se a conservação da energia está sendo satisfeita no interior de cada câmara e os pontos de geração de calor (mancais, motor elétrico e câmara de compressão) foram modelados de maneira correta, a taxa de calor dissipada obtida numericamente deve ser semelhante com aquela calculada a partir dos dados experimentais.

Experimentalmente, essa taxa foi obtida anteriormente, durante o cálculo do coeficiente médio de transferência de calor externo do compressor (seção 5.2.1). A comparação dos valores experimentais em relação àqueles obtidos experimentalmente é mostrada na Tabela 5.15 para a condição de funcionamento representada pelo Caso 3.

Tabela 5.15. Comparação das taxas de transferência de calor obtidas pelas metodologias numéricas e aquela calculada a partir de dados experimentais.

Taxa de Transferência de Calor [W]	Experimental	Fluxo Médio	Híbrido
$\dot{q}_{\text{ext}}$	70,9	54,3	67,2
$\dot{Q}_{\text{ext}}^*$	-	-	3,6
$\dot{Q}_{\Delta T_{\text{pdes}}}$	-	16,2	-0,2
$\dot{Q}_{\text{total}}$	70,9	70,5	70,6

Primeiramente, deve-se considerar que, para a Metodologia Híbrida, parte do calor é dissipada para o ambiente externo através da taxa de transferência de calor residual  $\dot{Q}_{\text{ext}}^*$ . Esta taxa deve ser somada àquela calculada a partir da integração dos fluxos de calor calculados para cada volume elementar adjacentes à superfície externa do compressor  $\dot{q}_{\text{ext}}$ .

Além disso, em ambas as metodologias, a forma como o calor é transportado entre os componentes e destes para o gás não é perfeitamente modelada. Devido às simplificações tomadas para que fosse possível a representação térmica do compressor, ou mesmo devido ao

desconhecimento em relação a fenômenos locais, o perfil de temperatura teve variações de maior ou de menor escala. Como pôde ser percebido, essas considerações afetaram a temperatura do gás na saída do passador de descarga  $T_{bun}$ . No caso da MFM, uma grande parcela do calor que seria dissipado pela parede da carcaça acabou sendo transportada com o fluxo de massa pelo passador de descarga.

Estes dois fatos devem ser considerados para que comparação entre os resultados numéricos e experimentais em termos de calor total que deixa o compressor  $\dot{Q}_{total}$  seja feita de maneira adequada. A expressão modificada é apresentada pela equação (5.16) e prevê a concordância em termos de energia apresentada anteriormente na Tabela 5.15.

$$\dot{Q}_{total} = \dot{q}_{ext} + UA_{ai}^*(T_{ai} - T_{ae}) + \dot{m}_{evap}(h_{bun} - h_{bun}^{exp}) = \dot{W}_{ele}^{exp} - \dot{m}_{evap}^{exp}(h_{bun}^{exp} - h_{psuc}^{exp}) \quad (5.16)$$

## 5.5. Considerações Finais

Os resultados apresentados mostraram que a Metodologia Híbrida pode caracterizar de maneira adequada o comportamento térmico do compressor e, desta maneira é possível sua utilização para a etapa onde serão avaliadas numericamente as alternativas para o gerenciamento térmico do compressor sob análise.

A Metodologia de Fluxo Médio, por sua vez, apresentou grandes deficiências em termos do perfil térmico resultante. Possivelmente, a simplificação tomada em relação ao escoamento de óleo é o motivo que leva à sua inadequação em relação aos resultados experimentais. A verificação desta hipótese não foi executada, pois a inclusão de um modelo multifásico tornaria muito caro o processo computacional envolvido na previsão do escoamento no interior do compressor dado o tamanho do domínio e o refino necessário para a caracterização correta dos campos de propriedades.

Outra grande simplificação que pode ter afetado os resultados desta metodologia é a hipótese de que os processos de transferência de calor podem ser representados através do escoamento médio em detrimento da média dos processos transientes ao longo de um ciclo de compressão. A verificação desta hipótese pode ser feita através da simulação dos componentes e câmaras separadamente, uma vez que a simulação de todo o domínio, de forma transiente, dificilmente seria viável considerando as ferramentas computacionais disponíveis atualmente.

Desta maneira, apesar da MFM conceitualmente permitir uma melhor avaliação das alternativas envolvendo grandes alterações geométricas, sua utilização requer uma melhoria dos modelos utilizados. Portanto, a análise de soluções para o gerenciamento térmico do compressor será feita via Metodologia Híbrida, como será apresentado nos capítulos subsequentes.



## ***6. Modelos Matemáticos para Análise de Alternativas de Gerenciamento Térmico***

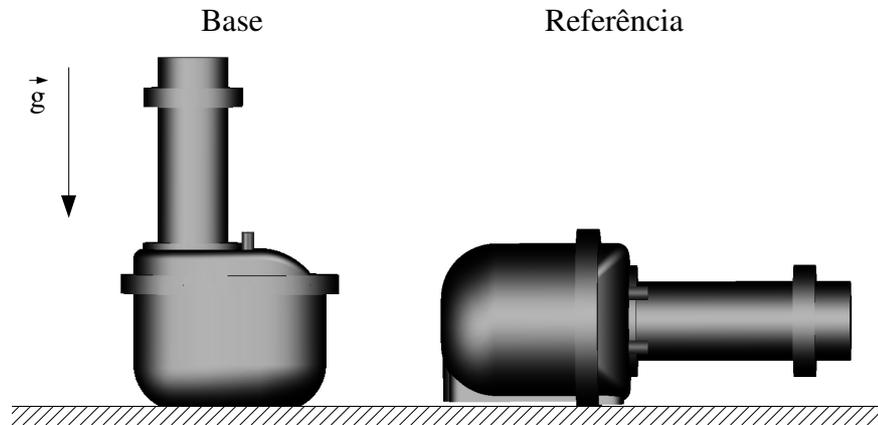
Conforme citado no Capítulo 2, o funcionamento do compressor é diretamente influenciado por seu perfil de temperatura, principalmente pelo comportamento térmico de câmaras e componentes próximos à câmara de compressão. No entanto, a interdependência térmica dos componentes impossibilita a adoção, de maneira direta, das soluções que ofereceram bons resultados em outros compressores. Com a disponibilidade da Metodologia Híbrida, pode-se simular o comportamento térmico do compressor e identificar possíveis alternativas para a melhora de seu desempenho. Este tipo de abordagem geralmente recebe o nome de gerenciamento térmico, sendo amplamente aplicada ao desenvolvimento de equipamentos eletrônicos, no setor automobilístico e em equipamentos de geração de vapor. O seu objetivo é, uma vez identificados fontes e sumidouros de calor, utilizá-los de forma integrada para melhorar o desempenho global do equipamento, conforme o que será executado para o compressor considerado neste trabalho.

Nos capítulos anteriores, foi apresentado um modelo numérico capaz de prever o perfil térmico do compressor sob diversas condições de funcionamento. Neste capítulo, esse ferramental numérico será utilizado para prever o comportamento térmico do compressor mediante o uso de determinadas alternativas de gerenciamento térmico. Para tal, serão desenvolvidos modelos específicos para cada uma dessas alternativas, os quais serão então incorporados à Metodologia Híbrida.

### **6.1. Caso Base e Referência**

Inicialmente, deve-se selecionar um caso que possa ser utilizado como situação referência na análise comparativa entre as alternativas de gerenciamento térmico. A primeira possibilidade seria a utilização de algum dos casos analisados experimentalmente no capítulo anterior, no entanto, estes não representam a condição normal de operação do compressor. Convencionalmente, o compressor não opera sob condições de convecção forçada, mas sim submetido a uma forma de convecção mista, onde a pluma térmica é distorcida por um escoamento de pouca intensidade na direção perpendicular ao compressor. Além disso, o

compressor é disposto na horizontal, enquanto que, dadas às condições de operação do protótipo durante os testes experimentais, o compressor foi posicionado verticalmente, conforme apresenta a Figura 6.1.



**Figura 6.1. Comparação esquemática entre a disposição do compressor nos casos base e referência.**

Desta maneira, o caso referência na presente análise reporta-se a um compressor disposto horizontalmente submetido externamente a um escoamento de ar que caracteriza um processo de transferência de calor por convecção mista e radiação. Por outro lado, o caso base corresponde à condição na qual foi executado o procedimento de calibração e que caracteriza as condições de avaliação experimental.

A única diferença entre o caso base e o caso referência sobre o ponto de vista do modelo numérico é a forma como a condição de convecção externa à carcaça é representada. Em ambas as situações são necessários um coeficiente de convecção  $H_{parede}$  e uma temperatura de corrente livre que representa o escoamento sobre a superfície externa. Para o caso base, o coeficiente médio de convecção foi obtido a partir da aplicação da conservação da energia globalmente ao compressor e posteriormente ajustado para as regiões das carcaças do *kit* mecânico  $H_{car}$  e do motor elétrico  $H_{mot}$  através da calibração da Metodologia Híbrida. Para o caso referência, o coeficiente de transferência de calor será calculado a partir de correlações disponíveis na literatura, enquanto que a temperatura do ambiente externo em ambos os casos será mantida constante e igual àquela utilizada durante os procedimentos experimentais.

As correlações para transferência de calor normalmente aplicam-se a geometrias simplificadas, assim a superfície externa do compressor foi separada em uma região esférica, que caracteriza a carcaça do *kit* mecânico, e em uma cilíndrica para o motor elétrico, conforme mostra a Figura 6.2. Assume-se que a geometria simplificada do modelo tem

mesma área superficial das regiões que representam, ou seja,  $0,050 \text{ m}^2$  e  $0,023 \text{ m}^2$  para a carcaça do *kit* e motor, respectivamente. Para o cilindro, adotou-se o comprimento de  $0,12 \text{ m}$ , estimado a partir da geometria real, e assim, os raios equivalentes da esfera e do cilindro são, respectivamente,  $0,063 \text{ m}$  e  $0,030 \text{ m}$ .

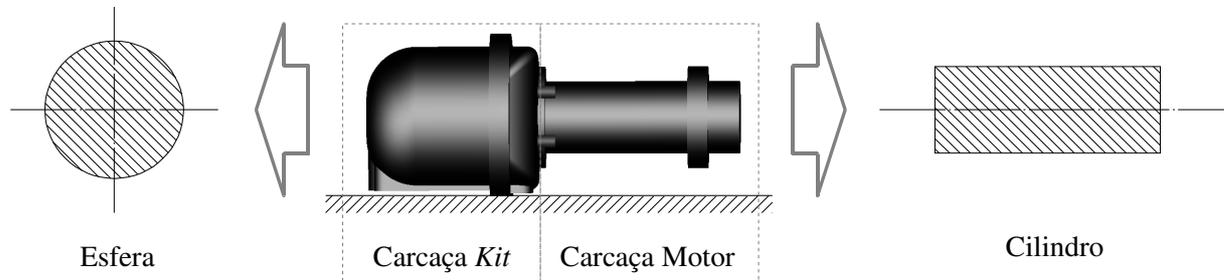


Figura 6.2. Simplificação geométrica da região externa do compressor no caso referência.

Usualmente, para casos de convecção forçada, desconsidera-se a parcela referente à convecção livre originada do gradiente de temperatura entre determinado corpo e o meio no qual este está imerso. Segundo Incropera e DeWitt (1998), a transferência de calor por convecção natural é desprezível se a razão entre o empuxo resultante da pluma térmica e o fluxo advectivo de quantidade de movimento de determinado escoamento for muito menor que a unidade:

$$Gr_D / Re_D^2 \ll 1 \quad (6.1)$$

onde os números de Reynolds  $Re_D$  e de Grashof  $Gr_D$  médios baseados no diâmetro são definidos, pelas expressões abaixo:

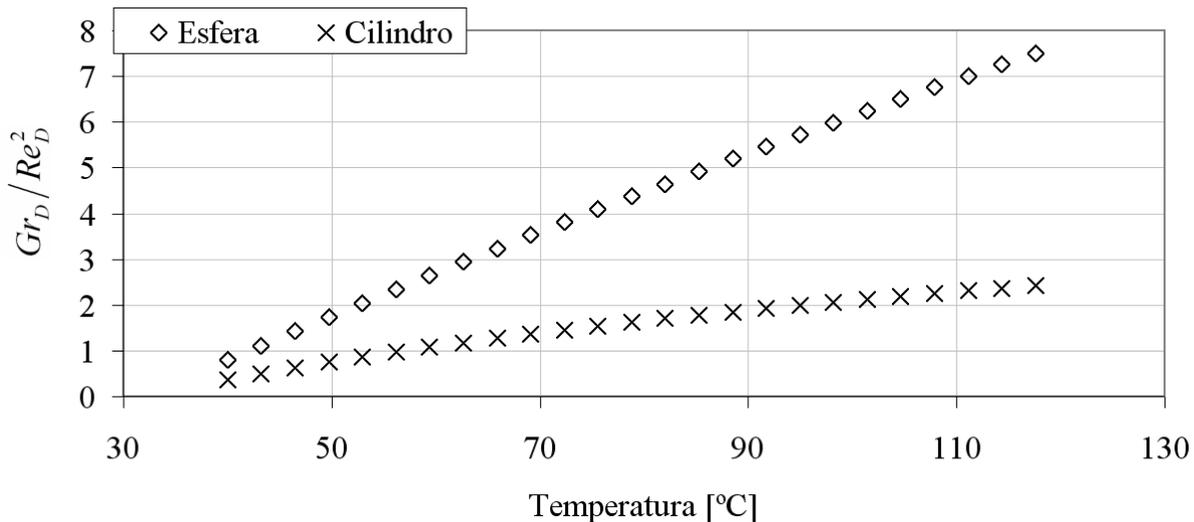
$$Re_D = \frac{VD}{\nu} \quad (6.2)$$

$$Gr_D = \frac{g\beta(T_{sup} - T_{\infty})D^3}{\nu^2} \quad (6.3)$$

Nas equações (6.2) e (6.3),

$V$	:	velocidade média do escoamento incidente;
$D$	:	diâmetro característico do corpo;
$\nu$	:	viscosidade cinemática do fluido;
$g$	:	aceleração da gravidade;
$\beta$	:	coeficiente de expansão térmica do fluido;
$T_{sup}$	:	temperatura superficial do corpo;
$T$	:	temperatura do escoamento livre;

Com a finalidade de escolher o modelo que melhor representa o modo de transferência de calor atuante sobre o compressor, uma pequena análise paramétrica foi feita. Assume-se que dois corpos, um cilíndrico e um esférico, são submetidos a um escoamento de ar com velocidade de 0,2 m/s e temperatura de 32°C. A temperatura da superfície dos corpos pode variar entre 40°C e 120°C, modificando, desta forma, o efeito causado pelo empuxo térmico representado pelo número de Grashof.



**Figura 6.3. Relação entre termos de empuxo e de advecção para o compressor estudado em função da variação de sua temperatura superficial.**

Da observação da Figura 6.3, estabelece-se que uma forma de convecção mista ocorre ao longo de praticamente toda a faixa. Assim, o escoamento da pluma térmica que deveria deslocar-se em uma direção paralela à direção da aceleração da gravidade, deixa de fazê-lo devido à ação do escoamento forçado na direção horizontal.

Deve ser observado que as condições de temperatura e velocidade do escoamento são adotadas nesta análise são as mesmas que ocorrem durante a operação do compressor. Portanto, espera-se que a transferência de calor por convecção mista prevaleça sobre a região externa do compressor. Incropera e DeWitt (1998) sugerem que para estes casos, o número de Nusselt do escoamento seja calculado através da relação:

$$Nu_D^M = Nu_D^F + Nu_D^N \quad (6.4)$$

em que,  $Nu_D^M$ ,  $Nu_D^F$  e  $Nu_D^N$  representam, respectivamente, o número de Nusselt dos processos de transferência de calor por convecção mista, forçada e natural. Para a esfera utilizou-se a correlação de Whitaker (1972) para representar a transferência de calor por

convecção forçada e a correlação de Churchill (1983) para convecção livre. Já para o cilindro, foram utilizadas as correlações de Churchill e Bernstein (1977) e a de Churchill e Chu (1975) para convecção forçada e natural. Tais correlações são apresentadas na Tabela 6.1.

**Tabela 6.1. Número de Nusselt para a transferência de calor por convecção forçada e livre para uma esfera e para um cilindro segundo correlações disponíveis na literatura.**

Região	Condição	Expressão
Cilindro	Natural	$Nu_D^N = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left[ 1 + (0,559/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (6.5)$
	Forçada	$Nu_D^F = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[ 1 + (0,4/Pr)^{2/3} \right]^{1/4}} \left[ 1 + \left( \frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (6.6)$
Esfera	Natural	$Nu_D^N = 2 + \frac{0,589 Ra_D^{1/4}}{\left[ 1 + (0,469/Pr)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (6.7)$
	Forçada	$Nu_D^F = 2 + (0,4 Re_D^{1/2} + 0,6 Re_D^{2/3}) Pr^{0,4} \left( \frac{\mu}{\mu_{sup}} \right)^{1/4} \quad (6.8)$

Assim, o coeficiente de transferência de calor por convecção  $H_{conv}$  para cada geometria pode então ser calculado a partir da expressão (6.9).

$$H_{parede,conv} = \frac{Nu_D^M k_{ar}}{D} \quad (6.9)$$

Além de trocar calor com o ambiente por convecção, o compressor rejeita calor por radiação, sendo que esse fluxo de calor pode ser calculado de acordo com a equação (6.10), onde considera-se que a temperatura da vizinhança,  $T_{viz} = T_\infty$ :

$$Q''_{rad} = \sigma \varepsilon (T_{sup}^4 - T_\infty^4) \quad (6.10)$$

As constantes  $\sigma$  ( $= 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{-K}^4$ ) e  $\varepsilon$  são, respectivamente a constante de Stefan-Boltzmann e a emissividade da superfície. No caso do compressor, a tinta utilizada para revestir a superfície da carcaça apresenta emissividade na ordem de 0,9, de acordo com dados do fabricante.

Se o valor do fluxo de calor que deixa a superfície da carcaça por radiação for dividido pela diferença de temperatura entre a mesma e o ambiente, pode-se definir um coeficiente de transferência de calor por radiação entre os dois corpos e o ambiente, conforme mostrado na expressão (6.11), analogamente ao que foi feito para a parcela convectiva.

$$H_{parede,rad} = \frac{Q''_{rad}}{(T_{sup} - T_{\infty})} \quad (6.11)$$

No entanto, diferentemente do que foi assumido para os termos convectivos, onde os dois tipos de escoamento de ar (forçado e natural) são interdependentes, o termo de radiação é independente da convecção, ou seja, o coeficiente global de transferência de calor resulta do somatório simples dos coeficientes de transferência de calor dos dois modos de transferência de calor:

$$H_{parede} = H_{parede,rad} + H_{parede,conv} \quad (6.12)$$

As figuras 6.4 e 6.5 representam o comportamento desses coeficientes mediante a variação da temperatura superficial para as geometrias esférica e cilíndrica adotadas para representar a carcaça do compressor.

Para o caso base, os valores dos coeficientes externos de transferência de calor eram calculados previamente a partir de dados experimentais e assumidos independentes da temperatura da carcaça. Já para o caso referência, a temperatura superficial é relacionada influencia diretamente ao coeficiente de convecção, como mostram as Figuras 6.4 e 6.5, o que implica em uma alteração do procedimento de solução apresentado no Capítulo 3.

Inicialmente, são obtidas duas curvas para  $H_{mot}$  e  $H_{car}$  que passam a ser, respectivamente, funções das temperaturas médias superficiais,  $T_{mot}$  e  $T_{car}$  desde que a temperatura do ambiente externo seja mantida constante e igual a 32°C. Durante o ciclo iterativo de solução, após o grupo de iterações que resolve a equação da conservação da energia nos componentes sólidos, são calculados o valor médio do campo de temperatura superficial das regiões cilíndrica e esférica da carcaça, o que permite então a atualização dos coeficientes de transferência de calor nestas superfícies para o próximo ciclo iterativo. O restante do procedimento de solução Metodologia Híbrida é executado da mesma maneira que o mostrado anteriormente no Capítulo 3 até que a convergência seja atingida.

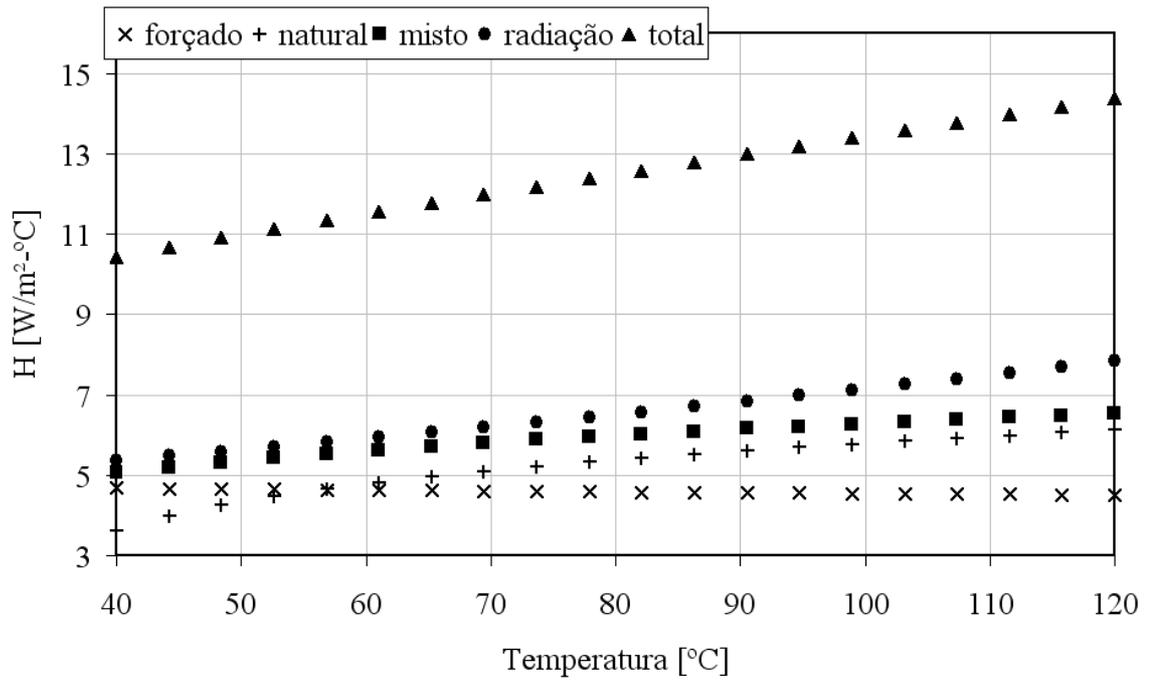


Figura 6.4. Coeficientes para cada modo de transferência de calor aos quais a carcaça do kit, geometricamente simplificada como uma esfera, é submetida.

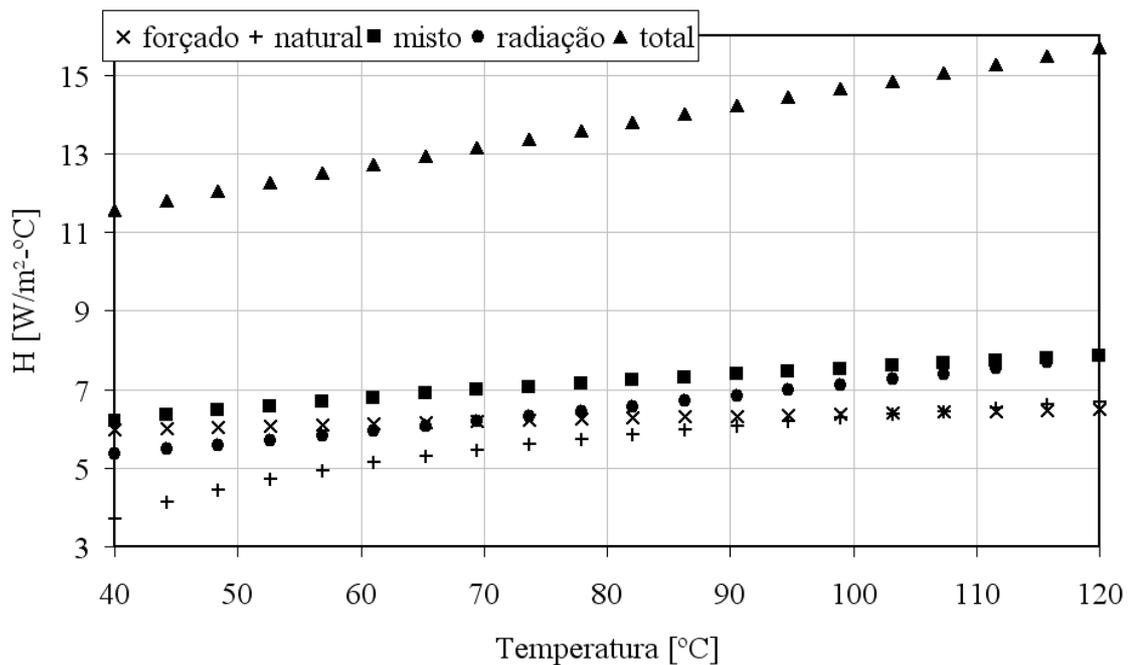


Figura 6.5. Coeficientes de transferência de calor para o motor elétrico, geometricamente simplificado como um cilindro longo.

## 6.2. Alterações Geométricas

A Metodologia Híbrida (MH) apresenta algumas deficiências na representação de alterações geométricas do compressor, pois não resolve o escoamento de gás diretamente.

Assim, somente é possível avaliar os efeitos térmicos ocasionados por estas modificações mediante a adoção de algumas simplificações no modelo. Um exemplo de alteração construtiva considerável é a colocação do cabeçote do compressor na região externa da carcaça. A rigor, seria necessária a construção de um novo protótipo com essa característica para que novos valores médios de coeficientes de convecção fossem calibrados para o modelo. No entanto, este procedimento tem alto custo e, assim, não é economicamente atrativo durante as fases de desenvolvimento, pois a alternativa proposta poderá se mostrar ineficaz para resolver o problema de aquecimento.

Uma forma simplificada de avaliar os efeitos dessa alternativa é fazer com que o calor que era dissipado no interior do ambiente interno, no caso referência, seja transferido diretamente para o ambiente externo sem que o domínio sólido seja geometricamente alterado. Modelos que seguem esta linha de raciocínio serão apresentados ao longo deste capítulo. Naturalmente, os resultados têm cunho muito mais qualitativo do que quantitativo, pois as simplificações tomadas podem desprezar alguns efeitos térmicos que são inicialmente desconhecidos mas que podem ser importantes no comportamento global.

### *6.2.1. Sucção Direta*

Uma das soluções amplamente utilizadas nos compressores mais eficientes disponíveis atualmente é a disposição geométrica da linha de sucção conhecida como sucção direta. Nesta configuração, o gás vindo do evaporador passa diretamente do passador de sucção para a câmara de sucção não havendo teoricamente contato com o ambiente interno do compressor como ocorre no caso referência.

No caso referência, o gás entra no compressor pelo ambiente interno, recebe calor das fontes quentes (mancais, bloco e descarga) e entra na câmara de sucção em patamares de temperatura mais elevados. Espera-se assim, que mediante a alteração para sucção direta, o gás entre na câmara de compressão a níveis de temperatura menores, reduzindo consideravelmente seu superaquecimento.

Conforme foi mencionado anteriormente, é consenso entre os autores de trabalhos na área de análise térmica de compressores que o superaquecimento na sucção afeta de modo significativo o rendimento de compressores alternativos, principalmente pela redução do fluxo de massa. Sendo os compressores alternativos máquinas que oferecem efetivamente uma dada taxa de deslocamento volumétrico, a redução da massa específica do gás causada pelo aumento da temperatura na sucção, reduz diretamente a vazão da massa de fluido refrigerante.

Esse efeito pode ser percebido a partir de uma análise paramétrica do efeito da temperatura de sucção sobre o desempenho termodinâmico do compressor. Para tal, o modelo termodinâmico da câmara de compressão é isolado do restante do compressor. Assumindo-se uma temperatura média da parede do cilindro igual a 100°C e variando-se a temperatura do gás no interior da câmara de sucção entre 40°C e 100°C em intervalos de 10°C, percebe-se, na Figura 6.6, que o fluxo de massa bombeado pelo compressor decresce linearmente com o aumento da temperatura da câmara de sucção.

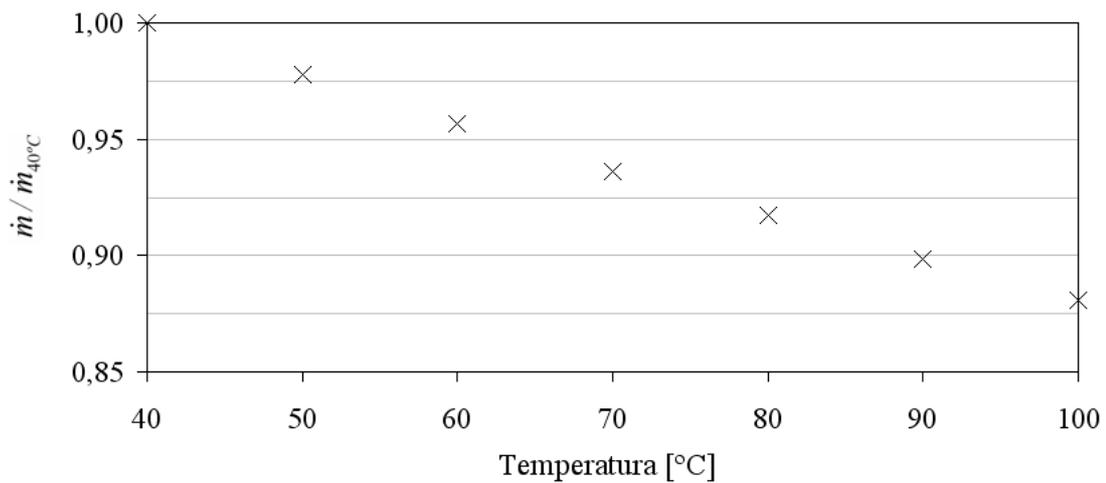


Figura 6.6. Variação da vazão mássica do compressor em função da temperatura do gás no interior da câmara de compressão.

Outra forma de se avaliar o efeito da sucção direta é assumir que o tubo de sucção está diretamente ligado à saída do passador de sucção. Para simular este efeito através da Metodologia Híbrida, a equação da conservação da energia para a câmara de sucção deve ser alterada passando a ser representada pela Equação (5.9).

$$\dot{q}_{suc} + Q_{suc}^* = \dot{E}_{pas,suc} + \dot{E}_{ai,suc} + \dot{E}_{cil,suc} - \dot{E}_{suc,cil} \quad (6.13)$$

O termo adicional  $\dot{E}_{pas,suc}$  representa a taxa advectiva de energia transferida para o interior da câmara de sucção através da vazão de gás que atravessa o passador de sucção, calculada de acordo com a expressão (6.14).

$$\dot{E}_{pas,suc} = \dot{m}_{evap} h_{psuc} = (\dot{m}_{des} - \dot{m}_{des,r}) h_{psuc} \quad (6.14)$$

Apesar da inclusão deste novo termo, a parcela de energia transferida do ambiente interno para a câmara de sucção,  $\dot{E}_{ai,suc}$ , é mantida. Anteriormente, esta parcela era calculada

como a soma da vazão mássica que passava no evaporador àquela resultante do vazamento de gás na folga entre pistão e cilindro. Quando se utiliza sucção direta, apenas a última parcela é mantida, ou seja, a massa que sai por vazamento na folga retorna à câmara de sucção através de orifícios de equalização.

O primeiro motivo para não executar a ligação de forma perfeita está ligada à questão estrutural. Se a conexão fosse totalmente rígida e estanque, a vibração existente no bloco e inerente ao processo de compressão seria parcialmente conduzida ao restante do sistema de refrigeração, amplificando o ruído gerado. Mesmo utilizando um conector flexível, mas perfeitamente fixado nas duas extremidades (passador de sucção e tubo de sucção), experiências prévias mostraram que a vibração acaba por levar este componente à falha mecânica por fadiga.

Assim, o termo de vazamento pela folga pistão/cilindro que retorna à câmara de sucção vindo do ambiente interno pode ser calculado por:

$$\dot{E}_{ai,suc} = \dot{m}_{fol} h_{ai} \quad (6.15)$$

A modificação na câmara de sucção também altera da equação da conservação da energia aplicada ao ambiente interno, ficando da seguinte forma:

$$\dot{q}_{ai} - \dot{Q}_{suc}^* - \dot{Q}_{des}^* - \dot{Q}_{bun}^* + \dot{Q}_{ai}^* = \dot{E}_{cil,ai} - \dot{E}_{ai,suc} \quad (6.16)$$

### 6.2.2. Descarga Externa

Outra alteração geométrica possível, mas menos utilizada que a sucção direta, pode ser conceitualmente chamada de descarga externa. Essa solução se baseia no fato de que grande parte do calor gerado resultante da compressão é dissipada no ambiente interno do compressor através dos componentes que compõem o sistema de descarga.

Por sistema de descarga compreende-se a câmara de descarga e o *bundy* do compressor. Estes componentes são usualmente manufaturados em alumínio e cobre, respectivamente, e estão em contato com escoamentos de alta velocidade média, oferecendo pouca resistência térmica à transferência do calor para o ambiente interno do compressor.

Além disso, uma parcela considerável de calor retorna ao bloco por difusão oriundo do sistema de descarga e, normalmente, é dissipada através da grande área de troca existente entre o bloco e o ambiente interno. Esta parcela é difícil de ser eliminada, devido à impossibilidade de isolar totalmente a câmara de descarga do bloco. No entanto, a câmara de

descarga pode ser completamente alocada na região externa do compressor, impedindo que o calor seja rejeitado para o ambiente interno.

De modo análogo ao que foi realizado anteriormente, no caso de sucção direta, a confecção do modelo assume que o efeito térmico pode ser analisado sem a alteração da geometria dos componentes sólidos. Neste caso, esta simplificação passa a ser deveras audaciosa, uma vez que não é uma modificação simples de ser implementada, levando a uma completa reestruturação da região próxima ao cabeçote do equipamento. Ainda assim, o uso do modelo pode ser entendido como uma análise paramétrica mais elaborada, oferecendo resultados sobre os indícios da influência térmica da descarga sobre o desempenho do compressor.

Feitas estas considerações prévias, na configuração referência o calor que é trocado com o ambiente interno é calculado através do somatório das taxas de calor dissipado pelas nove regiões que estão em contato com o mesmo, sendo elas: suporte do bloco, conector, eixo mecânico, bloco, as superfícies externas da placa de válvulas, câmara de descarga, câmara de sucção, *bundy* e a superfície interna da carcaça do *kit* mecânico. Assim, a taxa de transferência de calor é calculada de acordo com a expressão (6.17), onde  $i$  representa o índice para a taxa de calor transferida de cada região citada para o ambiente interno do compressor.

$$\dot{q}_{ai} = \sum_{i=1}^9 \dot{q}_{ai,i} \quad (6.17)$$

Quando se assume que a superfície externa da tampa do cabeçote é posicionada fora da carcaça, para efeito de cálculo, retira-se o respectivo termo de troca de calor do somatório da expressão acima. Este termo é então adicionado à taxa média de transferência de calor externa, que era previamente calculada tomando como base somente a área externa da carcaça do compressor.

Ainda, uma vez que a região da descarga está agora exposta ao ambiente externo, o coeficiente de convecção calibrado anteriormente para o cabeçote não segue válido. Assim, considera-se que o coeficiente de transferência de calor utilizado para a carcaça do *kit* possa representar mais adequadamente o novo modo de transferência de calor desta região.

### 6.3. Aletas Anulares

Um dos pontos críticos na questão térmica do compressor aqui abordado refere-se aos níveis de temperatura do motor elétrico. Como citado anteriormente, o fabricante recomenda que o motor elétrico não atinja temperaturas médias superiores a 100°C, fato que levaria à fusão da camada de resina polimérica depositada sobre as bobinas de cobre do motor. Se esta resina derreter, haveria contato direto entre os fios de cobre e, por conseguinte, levaria à falha elétrica pela redução abrupta da impedância nesta região do circuito.

Assim, o calor gerado por efeito Joule deve ser dissipado da melhor maneira possível, para que se obtenham níveis reduzidos de temperatura no motor. No entanto, externamente ao motor, a carcaça está submetida à transferência de calor por convecção e radiação, tendo coeficientes de convecção da ordem de 15 W/(m<sup>2</sup>K). Considerando-se ainda, que a área externa é reduzida, baixas taxas de remoção de calor são atingidas.

Propõe-se assim, o emprego de aletas anulares na região externa do motor elétrico, com a finalidade de reduzir a resistência térmica no lado do ambiente externo. O principal efeito das aletas é o aumento da área de troca de calor, o que leva a um aumento direto da taxa de transferência de calor na região. Deve-se, no entanto, estabelecer a configuração adequada que a superfície estendida deve ter para que não haja um aumento excessivo da restrição oferecida à pluma térmica formada entre duas aletas subseqüentes. Finalmente, é interessante comparar a taxa de dissipação de calor que seria obtida para esta mesma configuração quando submetida à convecção forçada decorrente, por exemplo, do posicionamento de um ventilador na região externa do compressor.

#### 6.3.1. Modelo Matemático

No caso referência, considerou-se que a dissipação de calor externa do compressor se dá por três formas: convecção natural, forçada e radiação. Estas três taxas são calculadas com base em correlações para o número de Nusselt disponíveis na literatura, incluindo o comportamento interdependente entre convecção forçada e natural que representa a convecção mista. A geometria complexa externa criada quando são utilizadas aletas anulares requer que algumas simplificações sejam tomadas.

Apesar da disponibilidade de correlações para convecção natural e convecção forçada em aletas, não foram encontrados modelos que considerem a interação de ambas, representada pela convecção mista. A hipótese inicialmente tomada é que a presença de um escoamento de

pouca intensidade perpendicular ao eixo da região cilíndrica da carcaça tem pouco efeito sobre a taxa total de dissipação de calor. A parcela de radiação também não será modelada, devido à dificuldade de se estabelecer relações adequadas para prever essa forma de transferência de calor. Assim, se for assumido somente a presença da pluma térmica, acredita-se que se estará subestimando a dissipação de calor e, portanto, obtendo-se uma avaliação inicial conservadora da transferência de calor no perfil aletado.

Do ponto de vista geométrico, a região cilíndrica da carcaça externa do compressor tem comprimento  $L_{cil}$  de 0,12 m e diâmetro  $D_b$  de 0,06 m. Sobre este diâmetro de base são posicionadas aletas anulares de perfil retangular, conforme apresentadas na Figura 6.7. Como pode ser observada, a geometria é caracterizada pelo espaçamento entre duas aletas consecutivas  $S$ , pela espessura  $t_a$  e diâmetro externo  $D_a$  de cada aleta. Sendo o número de aletas posicionados sobre a superfície  $N_a$ , o espaçamento entre duas aletas consecutivas pode então ser calculado de acordo com a equação (6.18). Uma vez que a configuração é estabelecida, a área externa da superfície estendida também é calculada de acordo com a expressão (6.19).

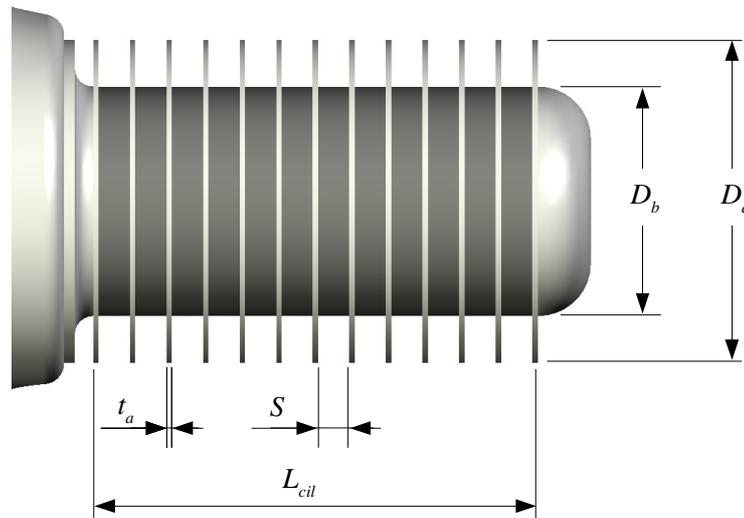


Figura 6.7. Características geométricas da superfície estendida na região da carcaça do motor elétrico.

$$S = \frac{L_{cil} - N_a t}{N_a - 1} \quad (6.18)$$

$$A_a = \pi \left[ N_a \left( \frac{D_a^2 - D_b^2}{2} \right) + (N_a - 1) D_b S \right] \quad (6.19)$$

Kreith e Bohn (2003) apresentam uma correlação para o número de Nusselt médio  $Nu_S$  para as superfícies do cilindro e lateral das aletas anulares submetidas à convecção natural

baseado no número de Rayleigh,  $Ra_s$ , do escoamento. Salienta-se que inicialmente será assumido que as aletas possuem sua extremidade isolada, hipótese que será verificada no final desta seção.

A correlação empírica desenvolvida por Tsubouchi e Masuda (1993) assume que as aletas possuem temperatura constante e igual a da base e, dependendo da relação  $\xi = R_a/R_b$ , duas correlações são propostas. Se  $\xi$  for maior que 1,67, as aletas são consideradas longas e a o número de Nusselt é calculado através da expressão (6.20).

$$Nu_s^{nat} = \frac{Ra_s}{12\pi} \left\{ 2 - \exp \left[ - \left( \frac{C}{Ra_s} \right)^{3/4} \right] - \exp \left[ - \beta \left( \frac{C}{Ra_s} \right)^{3/4} \right] \right\} \quad (6.20)$$

onde

$$\beta = \left( \frac{0,17}{\xi} \right) + e^{-4,8/\xi} \quad (6.21)$$

$$C = \left\{ \frac{23,7 - 1,1 \left[ 1 + (152/\xi^2) \right]^{1/2}}{1 + \beta} \right\}^{3/4} \quad (6.22)$$

Para aletas curtas, onde  $1,36 < \xi < 1,67$ , o número de Nusselt é:

$$Nu_s^{nat} = C_0 (Ra_s \xi)^{0,25 + C_2 C_3} \left\{ 1 - \exp \left[ - \left( \frac{C_1}{Ra_s \xi} \right)^{C_2} \right] \right\}^{C_3} \quad (6.23)$$

onde

$$C_0 = -0,15 + (0,3/\xi) + 0,32\xi^{-16} \quad (6.24)$$

$$C_1 = -180 + (480/\xi) - 1,4\xi^8 \quad (6.25)$$

$$C_2 = 0,04 + (0,9/\xi) \quad (6.26)$$

$$C_3 = 1,3(1 - \xi^{-1}) + 0,0017\xi^{12} \quad (6.27)$$

Estas correlações são válidas para  $2 < Ra_S < 10^4$ , em que  $Ra_S$  é definido por

$$Ra_S = \frac{g\beta_\infty(T_{mot} - T_{ae})S^3}{\nu_\infty\alpha_\infty} \left( \frac{S}{D_a} \right) \quad (6.28)$$

Na expressão (6.28),  $\alpha_\infty$ ,  $\beta_\infty$  e  $\nu_\infty$ , representam respectivamente, a difusividade térmica, o coeficiente de expansão térmico e a viscosidade cinemática do ar, avaliados à temperatura de filme. Por outro lado,  $g$  é a aceleração da gravidade enquanto que  $T_{mot}$  e  $T_{ae}$ , são, nesta ordem, a temperatura superficial da carcaça do motor elétrico e a temperatura do ambiente externo.

De posse do número de Nusselt do escoamento por convecção natural, pode-se então calcular o coeficiente de convecção médio  $H_a$  da superfície estendida de acordo com a expressão (6.29), onde  $k_\infty$  é a condutividade térmica do ar à temperatura de filme.

$$Nu_S^{nat} = \frac{H_a S}{k_\infty} \quad (6.29)$$

De maneira análoga ao que é executado para a convecção natural, a correlação de Hu e Jacobi (1993), apresenta o número de Nusselt para a mesma geometria quando esta é submetida à convecção forçada:

$$Nu_D^{for} = 0,446 \left\{ Re_D \left[ \frac{t}{S} + 1 \right] \left[ 1 - \frac{K_1}{(S/D_b)^K Re_D^{0,07}} \right] \right\}^{0,55} \quad (6.30)$$

Se o espaçamento for grande e  $\psi = S/D_a$  for maior que 0,14, então  $K_1 = 0,36$  e  $K = 0,55$ . Caso contrário, se  $0,034 < \psi < 0,14$ ,  $K_1 = 0,62$  e  $K = 0,27$ . O número de Nusselt é definido por:

$$Nu_D^{for} = \frac{H_a D_a}{k_\infty} \quad (6.31)$$

e o número de Reynolds através de:

$$Re_D = \frac{V_\infty D_a}{\nu_\infty} \quad (6.32)$$

É válido salientar que estas correlações foram utilizadas previamente por Chen e Hsu (2007) e Chen e Hsu (2008) para avaliar comparativamente resultados numéricos e experimentais do coeficiente médio de transferência de calor obtido para esta geometria de aletas quando submetida à convecção natural e à convecção forçada. Na primeira situação, os autores obtiveram variações de até 13%, enquanto que nos casos de convecção forçada, os desvios em relação à correlação são da ordem de 5%. Em ambos os casos, os coeficientes obtidos experimentalmente superam os valores fornecidos pela correlação, o que se deve provavelmente, segundo os autores, pelo fato de esta não considerar o efeito de transferência de calor por radiação.

### 6.3.2. Otimização da Superfície Estendida

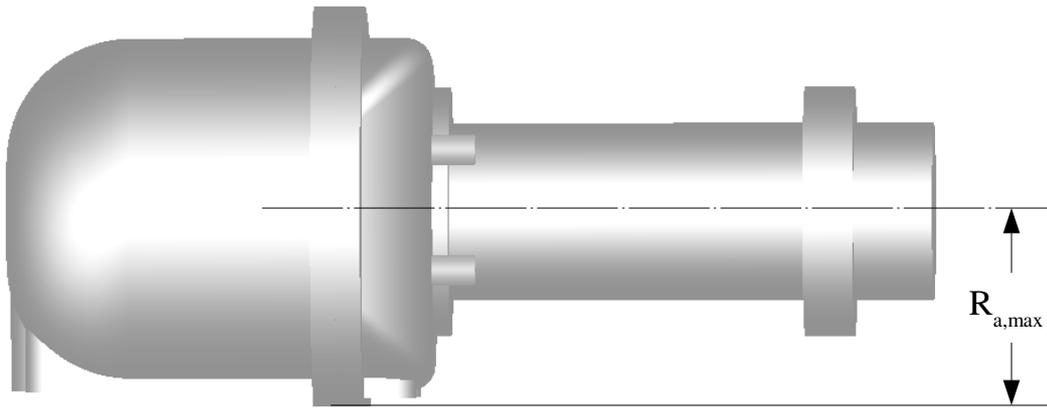
Conforme anteriormente citado, o objetivo principal da adaptação das aletas anulares sobre a carcaça do motor elétrico é encontrar uma configuração que ofereça, no mínimo, uma taxa de transferência de calor por convecção natural maior do que aquela existente no motor sem a presença de aletas.

Para que essa avaliação possa ser executada de forma adequada serão definidos dois parâmetros. O primeiro,  $H_{eff}$ , é denominado coeficiente de transferência de calor efetivo da superfície estendida, apresentado na expressão (6.33). Este parâmetro é definido como o coeficiente que resultaria, para determinada superfície, na mesma taxa de dissipação de calor se esta fosse aletada e estivesse submetida à mesma diferença de temperatura. Ou seja, o coeficiente efetivo acaba por considerar não só o modo como o calor é transferido ( $H_a$ ), mas também a razão de aumento da área ( $A_a/A_b$ ) decorrente da inserção de aletas sobre esta superfície.

$$H_{eff} \equiv \frac{H_a A_a (T_a - T_\infty)}{A_b (T_a - T_\infty)} = \frac{H_a A_a}{A_b} \quad (6.33)$$

O segundo fator, denominado de efetividade da superfície estendida, é a relação entre as taxas de dissipação de calor de determinada superfície com e sem aletas, considerando-se a mesma diferença de temperatura entre a superfície e o meio:

$$\phi \equiv \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_b} = \frac{H_a A_a (T_a - T_\infty)}{H_b A_b (T_a - T_\infty)} = \frac{H_{eff}}{H_b} \quad (6.34)$$



**Figura 6.8.** Máximo diâmetro externo das aletas anulares do motor elétrico.

Inicialmente, define-se o raio da aleta, uma vez que quanto maior for este diâmetro, maior será a transferência de calor resultante. O diâmetro máximo permitido, a fim de evitar que a dimensão resultante não seja maior que dimensão da própria carcaça do *kit* mecânico, é  $D_a = 0,086$  m. Desta maneira, resta ajustar a relação entre espessura e espaçamento das aletas para que se consiga a melhor configuração em termos de transferência de calor. Para tal, foram avaliadas configurações com espessura de aleta  $t$  variando entre 0,5 e 2,5 mm, considerando-se incrementos de 0,5 mm e número de aletas entre 8 e 23. Em todas as situações, a temperatura utilizada para a base das aletas foi 100°C e assumiu-se que a corrente livre estava a 32°C. A aleta é feita do mesmo material da carcaça, tendo condutividade térmica constante próxima a 50 W/(m<sup>2</sup>K) e as propriedades do ar foram avaliadas à temperatura de base, conforme sugere a correlação.

De acordo com a Figura 6.9, o número de Rayleigh para a pluma térmica é maior quanto menor for o número de aletas, indicando também a utilização de aletas com menor espessura. Esse resultado é coerente, pois maiores valores de espaçamento entre duas aletas consecutivas oferecem menor restrição ao escoamento de ar no espaço confinado.

Conforme pode ser visto na Figura 6.10, o comportamento do número de Nusselt e conseqüentemente a forma como ocorre a transferência de calor nesta geometria, leva à existência dos maiores coeficientes médios de transferência de calor para configurações com menos aletas e de menor espessura.

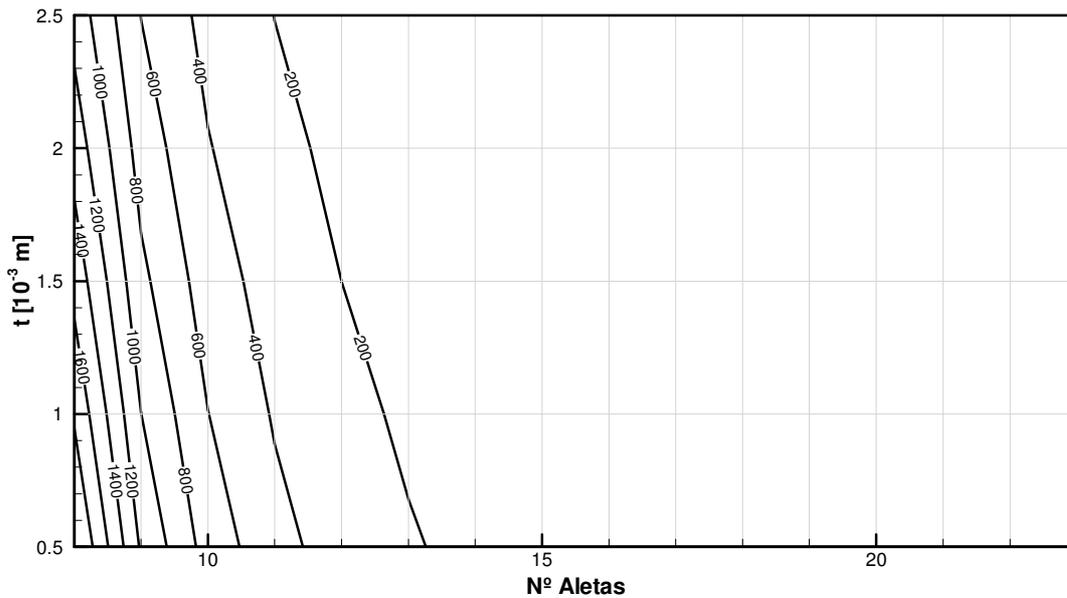


Figura 6.9. Número de Rayleigh para as diversas configurações avaliadas.

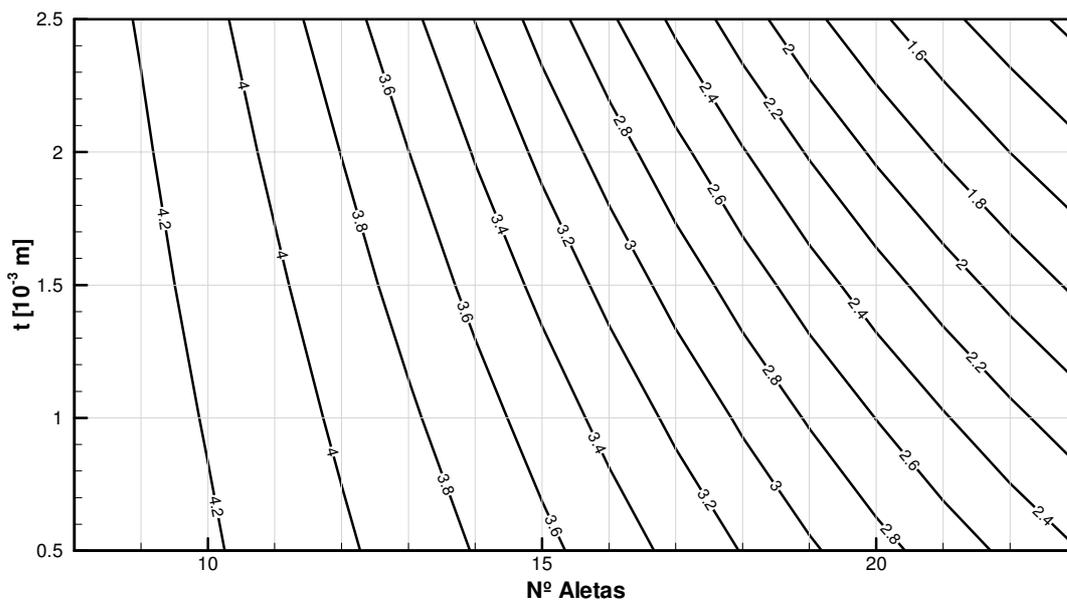


Figura 6.10. Coeficientes médios de convecção ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ) sobre a superfície estendida para as diversas configurações avaliadas.

No entanto, conforme é apresentado na Figura 6.11, a maior relação entre a área da superfície estendida e a área da superfície da base é encontrada para configurações que possuem o maior número de aletas. Para determinar os coeficientes de convecção efetivos para o cilindro toma-se o produto entre a relação de áreas e os coeficientes médios de convecção da superfície estendida conforme apresenta a Figura 6.12. Através da análise desta figura, percebe-se a presença de um ponto de ótimo próximo à configuração com 17 aletas de espessura 0,5 mm.

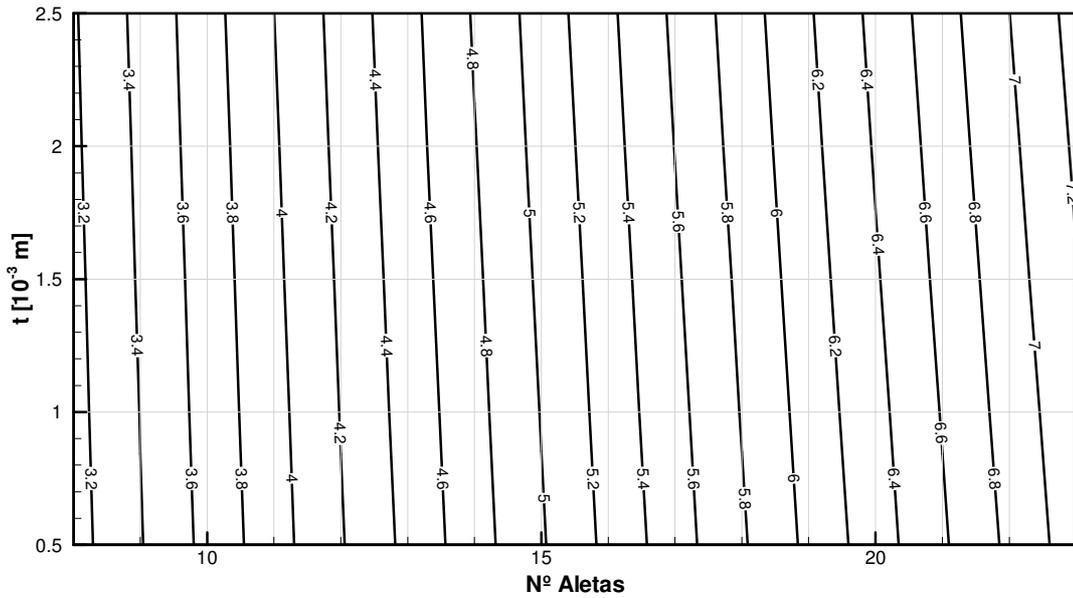


Figura 6.11. Relação de áreas para as configurações avaliadas.

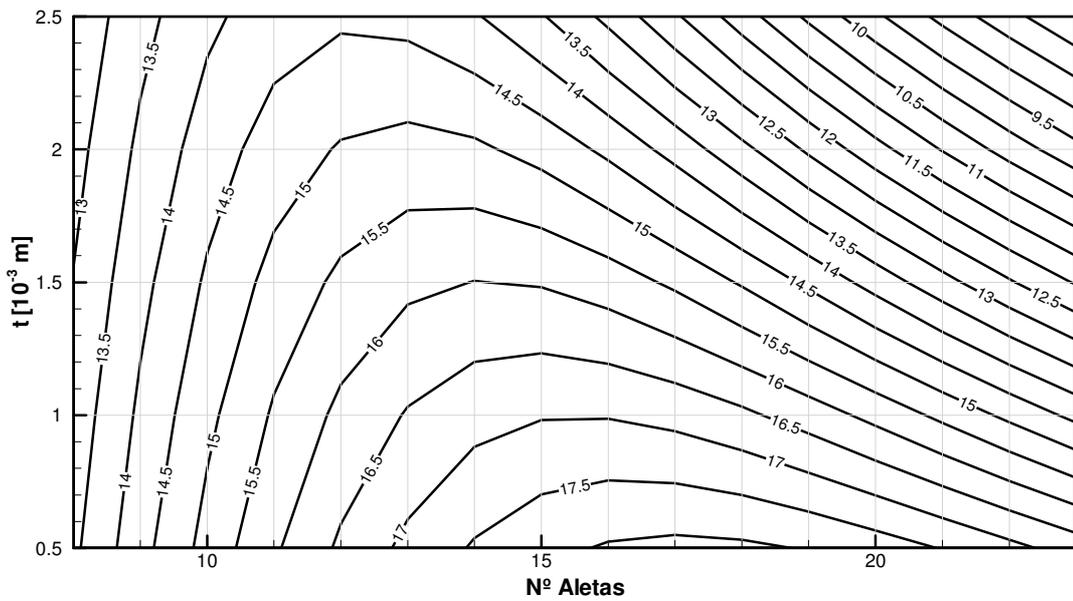


Figura 6.12. Coeficiente efetivo de transferência de calor ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ) para o cilindro com utilização de aletas anulares.

A Figura 6.13 apresenta a comparação entre os coeficientes médios de transferência de calor por convecção natural para o cilindro sem aletas, para a configuração ótima de superfície estendida e o coeficiente efetivo resultante quando se considera a presença de aletas. Percebe-se que apesar do coeficiente médio de transferência de calor sobre a superfície aletada ser menor que aquele do cilindro sem aletas, a relação de áreas acaba por aumentar efetivamente a dissipação de calor no cilindro para qualquer valor de temperatura média de sua superfície.

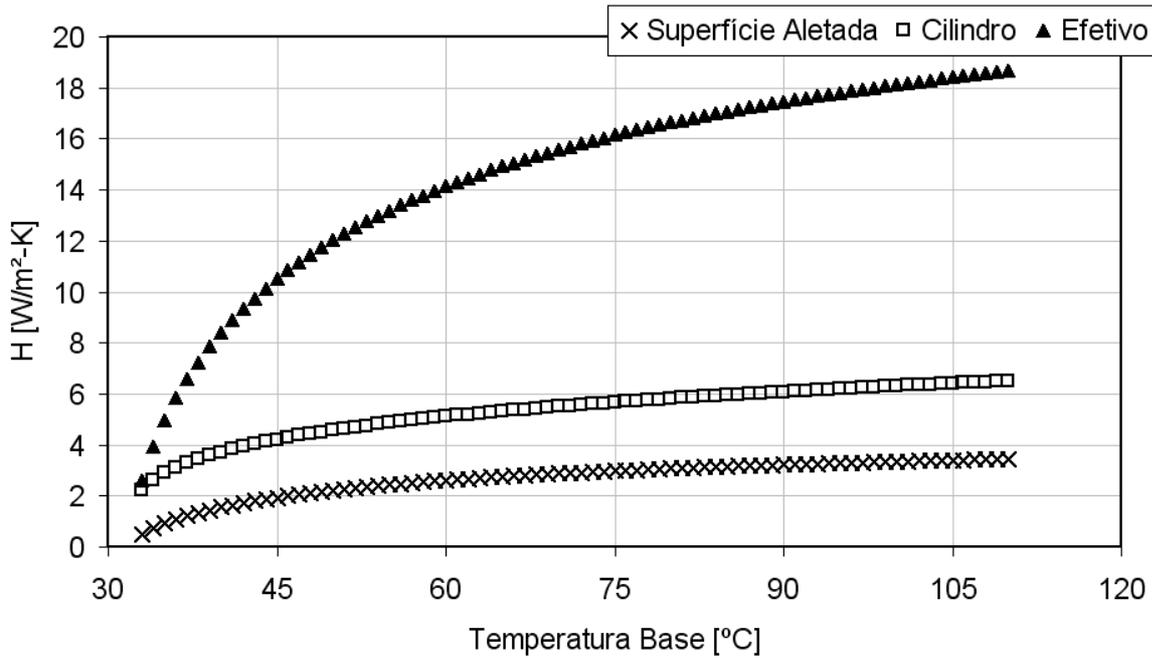


Figura 6.13. Coeficientes de transferência de calor por convecção natural para o cilindro sem a presença de aletas e para a melhor configuração para a superfície estendida mediante a variação de temperatura do cilindro base.

Entretanto, ressalta-se que é conservativa a comparação direta do coeficiente efetivo do cilindro aletado, considerando apenas convecção natural, com o coeficiente médio do cilindro, o qual considera os efeitos de convecção mista e radiação. Como os efeitos de convecção natural e radiação foram desprezados, é natural que na prática sejam obtidos valores maiores para a efetividade da superfície aletada.

Tentando incluir, de forma bastante simplificada, os efeitos de radiação, considera-se que, no mínimo, a geometria com aletas anulares trocará a mesma quantidade de calor por radiação que a superfície livre do cilindro trocaria se estivesse submetida à mesma diferença de temperatura. Assim, o coeficiente efetivo de transferência de calor é modificado, passando a contar com esse efeito, conforme apresenta a expressão (6.35).

$$H_{eff} \equiv \frac{(H_a + H_{b,rad})A_a}{A_b} \quad (6.35)$$

A Figura 6.14 apresenta a comparação entre os resultados para o cilindro sem aletas, considerando convecção mista e radiação, e para o cilindro com a melhor configuração de aletas, submetido à convecção natural e radiação. A efetividade média  $\bar{\phi}_{40,110}$  da superfície estendida para esta faixa de temperatura avaliada é 1,55, variando entre 0,70 para uma temperatura média da superfície do cilindro de 40°C e 1,72 para a máxima temperatura.

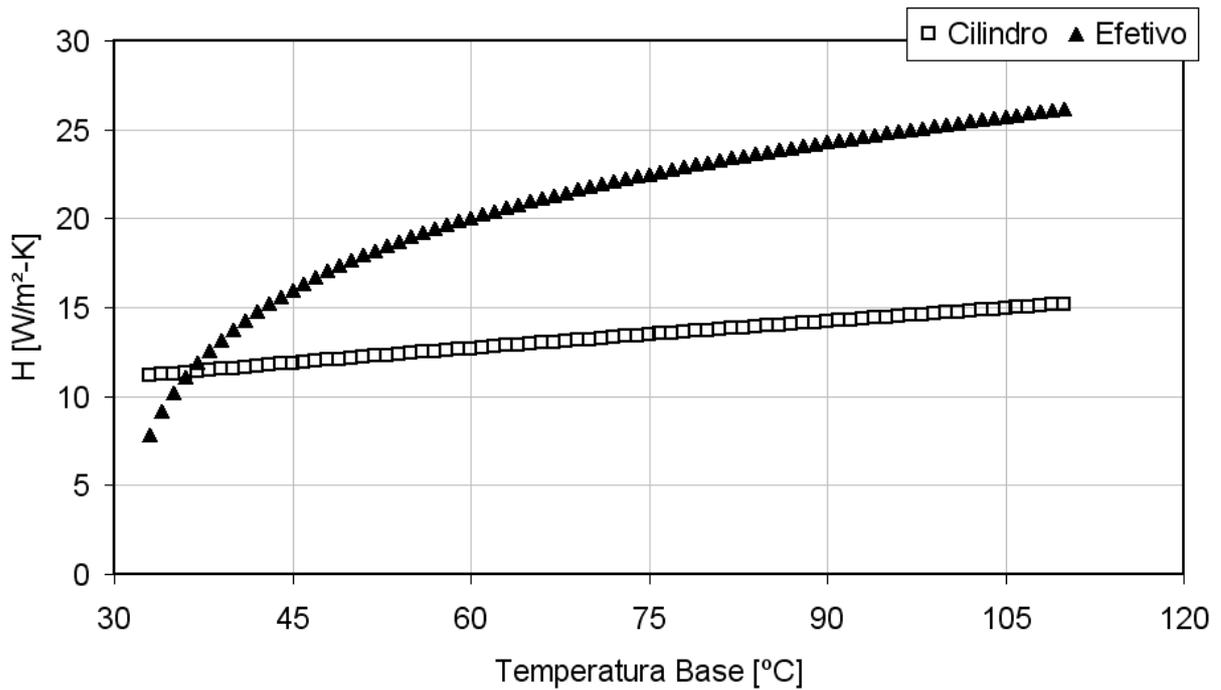


Figura 6.14. Comparação entre coeficiente efetivo de transferência de calor e da superfície estendida e o coeficiente de transferência de calor do cilindro em função da temperatura do cilindro base.

Quando esta mesma configuração é submetida somente à transferência de calor por convecção forçada, o coeficiente deixa de ser dependente da temperatura superficial, passando a ser regido pela velocidade de corrente livre, conforme apresentado na Figura 6.15. Nesta condição a efetividade média para velocidades do escoamento de ar entre 0,2 e 3,0 m/s, passa a ser 2,80, tendo valores de 2,19, 2,86 e 3,02 para velocidades de 0,2, 1,5 e 3,0 m/s respectivamente.

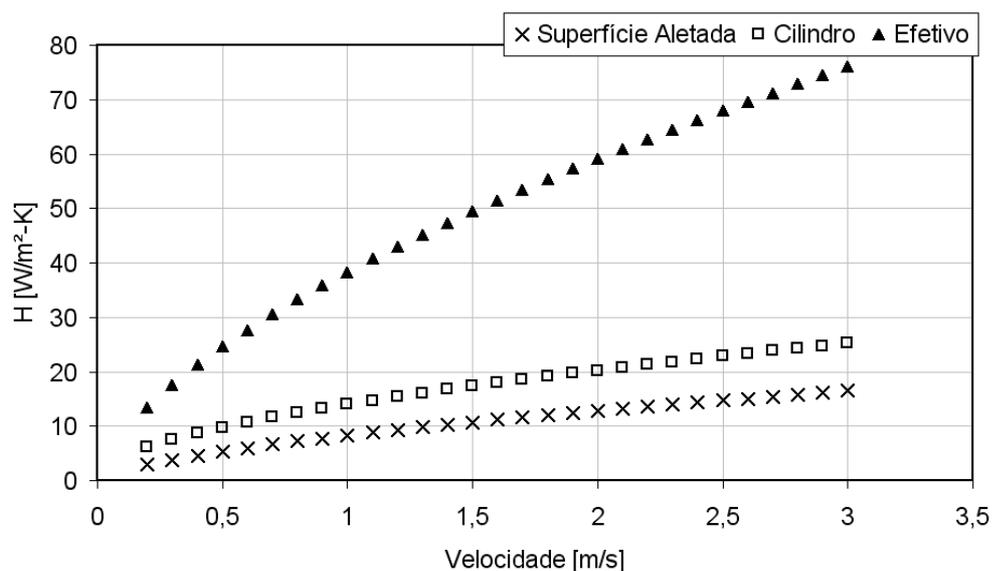
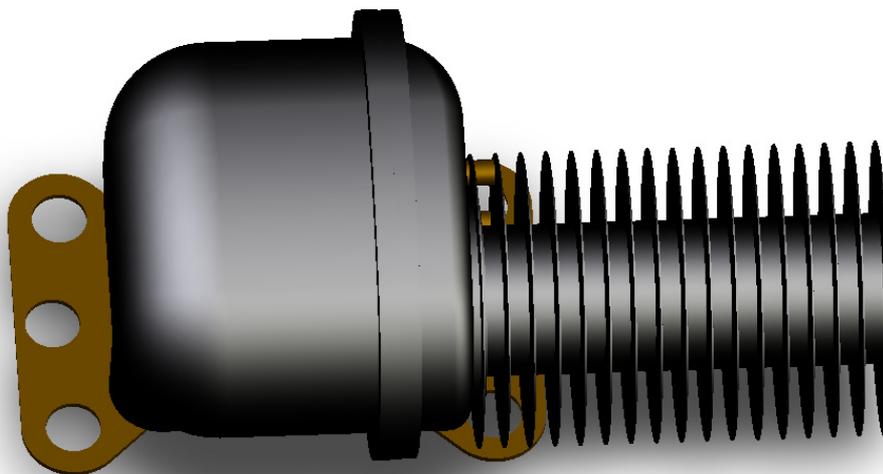


Figura 6.15. Coeficientes de transferência de calor por convecção forçada para o cilindro sem a presença de aletas e para a melhor configuração de superfície estendida, em função da variação da velocidade do escoamento externo de ar.

Outro aspecto que deve ser analisado é a hipótese inicial que a aleta possui extremidade adiabática. Para as espessuras de 0,5 mm, a área da região da extremidade das aletas representa menos de 2% da área total avaliada. Na pior situação dentre as avaliadas, utilizando 23 aletas com espessura de 2,5 mm, esta área chega a representar 8 % da área total. Assim, apesar desta hipótese levar a uma pequena distorção dos resultados de coeficientes efetivos, a mesma teria efeitos menores sobre o resultado da análise, principalmente se comparada às outras simplificações do modelo.

A nova geometria externa com a adaptação de aletas anulares sobre a carcaça do motor é apresentada na Figura 6.16.



**Figura 6.16. Geometria externa do compressor mediante a utilização da configuração ótima da superfície estendida sobre o motor elétrico.**

### *6.3.3. Incorporação à Metodologia Híbrida*

Analogamente ao que foi executado para os modelos de alterações geométricas indicadas nas seções anteriores, não serão feitas modificações no modelo sólido para que o efeito térmico da adoção de aletas anulares sobre a carcaça do motor elétrico seja representado. Ao contrário disto, o coeficiente efetivo de transferência de calor será aplicado diretamente sobre a superfície do cilindro que compreende o motor elétrico. Conforme citado anteriormente, este coeficiente, da forma como foi definido, leva em consideração tanto o aumento da área superficial de troca como também a variação do coeficiente médio de transferência de calor.

Nos casos sem convecção forçada e sem a presença de aletas, serão utilizadas as mesmas curvas apresentadas anteriormente para o caso referência. No caso em que a

configuração ótima de superfície estendida é utilizada sobre o motor, o coeficiente na carcaça do *kit* não se altera e para a região do motor utiliza-se seguinte a expressão (6.36).

$$H_{eff} = 23,68 + 3,28 \times 10^{-4} T_{mot}^2 - \frac{17,05 \times 10^3}{T_{mot}^2} \quad (6.36)$$

Já nas situações onde se avalia o efeito de convecção forçada, os coeficientes de convecção tanto na região do *kit* como no motor elétrico são praticamente independentes da temperatura superficial. Notam-se somente pequenas variações que são resultantes das parcelas de radiação e da alteração das propriedades do ar com a temperatura superficial do cilindro base. A maior dependência do coeficiente de transferência de calor é em relação à velocidade do escoamento, a qual foi definida como sendo 3 m/s.

Para a carcaça do *kit*, a seguinte correlação descreve o comportamento do coeficiente efetivo:

$$H_{eff} = \frac{1}{0,098 - 1,972 \times 10^{-6} T_{car}^{1,5}} \quad (6.37)$$

Para a região do motor duas curvas foram ajustadas. No caso onde não há a presença de aletas, utilizou-se a curva dada pela expressão 6.38, enquanto que no caso com aletas utiliza-se a expressão 6.39.

$$H_{eff} = 27,91 + 0,053 T_{mot} \quad (6.38)$$

$$H_{eff} = \frac{1}{0,012 - 8,5 \times 10^{-7} T_{mot} \ln(T_{mot})} \quad (6.39)$$

Salienta-se que estas curvas foram obtidas a partir de interpolação de pontos obtidos no modelos, utilizando-se o software comercial Table Curve 2D (2002), sendo que em todas as situações o fator de correlação  $r^2$  permaneceu superior a 0,998. Deve ser mencionado que todas as curvas foram estabelecidas para a temperatura externa de 32°C e perdem sua validade em outra situação.

## 6.4. Injeção de Refrigerante Líquido em Câmaras

Até agora foram apresentadas soluções de gerenciamento térmico ditas passivas, ou seja, soluções que não utilizam as características termodinâmicas do fluido refrigerante ao passar pelo sistema de refrigeração ou pelo interior do próprio compressor para auxiliar na redução do perfil térmico do compressor. Uma das possíveis alternativas que passa a utilizar este potencial é a injeção de líquido refrigerante líquido no interior das câmaras do compressor.

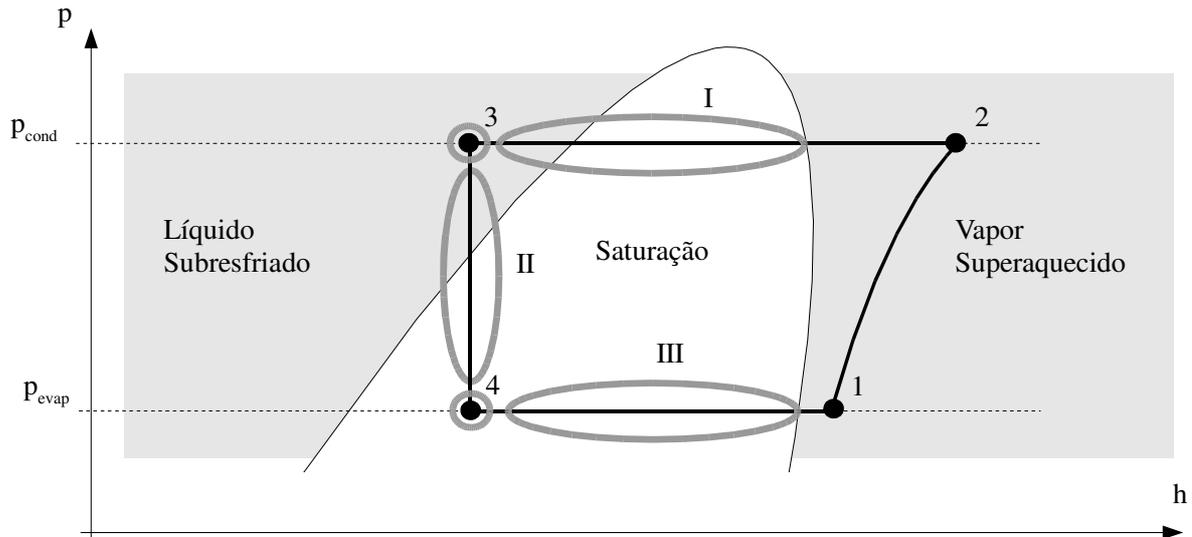
A idéia inicial é que a evaporação desse líquido permita a transferência de calor a altas taxas na forma latente. Para tal, a Metodologia Híbrida é novamente adaptada para que os efeitos térmicos decorrentes da injeção possam ser analisados. É importante salientar que o único intuito destes modelos é a análise dos efeitos térmicos da injeção de refrigerante sobre o comportamento do compressor, deixando em aberto, a forma segundo a qual esse objetivo seria alcançado.

Nesta seção será apresentado o modelo para a injeção de líquido nas câmaras de sucção e descarga, enquanto a seção 6.5 aborda a atomização de líquido no interior da câmara de compressão, o que requer um modelo mais sofisticado e, por esse motivo, será apresentado separadamente.

### 6.4.1. Modelo Matemático

Conforme comentado, a premissa básica desta alternativa é a utilização do calor latente disponível no sistema de refrigeração para o resfriamento do compressor. Para tal é necessário que uma dada porção de líquido refrigerante seja obtida em um ponto do ciclo e injetada no interior de uma das câmaras do compressor. A Figura 6.17 apresenta o diagrama pressão-entalpia do ciclo termodinâmico de refrigeração contendo três regiões e dois pontos onde líquido refrigerante encontra-se disponível para injeção, sendo que cada uma é caracterizada por determinado estado termodinâmico.

Uma análise prévia é proposta no intuito de se optar pela região ou ponto de extração. As primeiras regiões verificadas, I e III, caracterizam o fluido refrigerante durante a mudança de fase que ocorre no interior do condensador e evaporador respectivamente. Do ponto de vista tecnológico, a geometria complexa desses componentes e, principalmente as características do escoamento multifásico que se dá em seu interior oferece barreiras para que a remoção de líquido seja executada.



**Figura 6.17. Regiões do ciclo termodinâmico de refrigeração onde há disponibilidade de refrigerante líquido para injeção.**

Outra possibilidade seria retirar líquido a partir da entrada do evaporador (ponto 4). Neste caso, provavelmente seria necessária a utilização de um separador de líquido para certificar que o título de vapor fosse praticamente nulo. Outro aspecto que deve ser considerado é a pequena diferença de pressão existente entre este ponto e as regiões de baixa pressão do compressor, como ambiente interno e câmara de sucção. Desta maneira, para viabilizar esta possibilidade, além do separador de líquido, seria necessária a utilização de um dispositivo intermediário para elevação da pressão do fluido.

Desta maneira, o ponto 3 e a região II seriam os mais adequados para a obtenção de líquido. O ponto 3 é favorecido pelo fato de não levar à interrupção do processo de expansão que ocorre na região II e por oferecer líquido em níveis de pressão maiores e com mesma entalpia específica, uma vez que o processo de expansão pode ser idealizado como sendo isentálpico.

Assim, o líquido é obtido a um estado termodinâmico  $\phi_{inj}$  caracterizado pela pressão de condensação  $p_{cond}$  e temperatura de subresfriamento  $T_{sub}$ . Uma das simplificações aqui tomadas é que a linha que leva o líquido da saída do condensador até o compressor é adiabática e não oferece restrição alguma ao escoamento, ou seja, o estado termodinâmico do líquido não se altera ao longo desse trajeto. Além disso, como citado anteriormente, não foi um objetivo do presente trabalho a quantificação da vazão mássica de líquido resultante da ligação da saída do condensador à determinada câmara. Assim, o objetivo principal é o de simplesmente prever o efeito térmico decorrente da injeção de líquido refrigerante e, neste sentido, a vazão mássica injetada é apenas uma variável paramétrica de análise, sendo prescrita no início da simulação numérica.

Uma consequência direta da modificação do sistema de refrigeração e que tem grandes impactos sobre seu desempenho é o fato de que a vazão mássica de fluido refrigerante que passa pelo evaporador é diferente daquela que passa pelo compressor. O esquema mostrado na Figura 6.18 representa o sistema de refrigeração modificado com a linha de líquido.

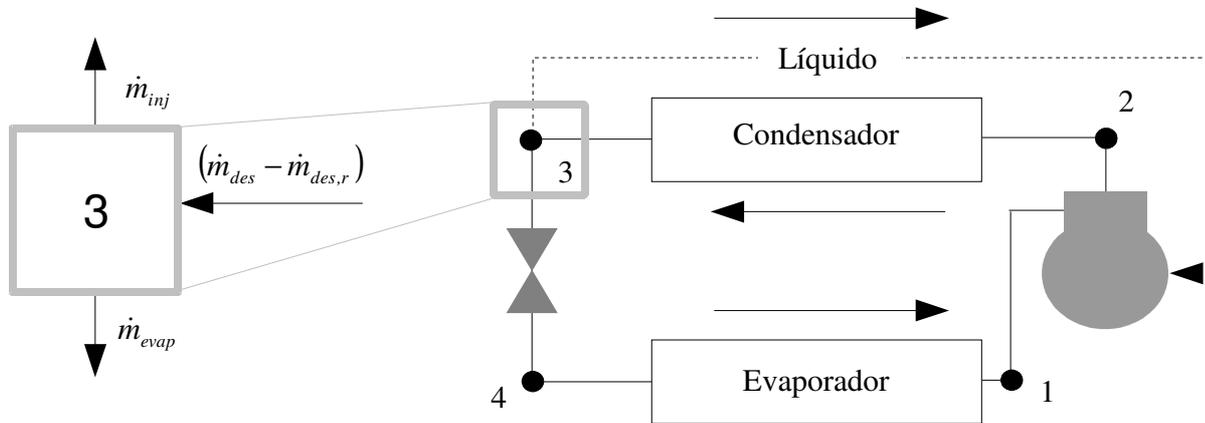


Figura 6.18. Sistema de refrigeração modificado com a linha de injeção de líquido.

É importante ressaltar que a extração de fluido no ponto 3, indicado na figura acima, modifica a vazão de refrigerante no evaporador, como pode ser percebido a partir da aplicação da conservação da massa ao volume de controle que circunda o condensador do sistema de refrigeração modificado. Desta análise resulta a expressão (6.40) para a vazão de massa que passa pelo evaporador  $\dot{m}_{evap}$ . Deve-se esperar-se assim, que a redução do superaquecimento devido à redução de temperatura na região de sucção do compressor possa, no mínimo, aumentar a vazão descarregada pelo compressor a ponto de suprir a parcela recirculante,  $\dot{m}_{inj}$ , para que a capacidade de refrigeração do sistema de refrigeração permaneça constante.

$$\dot{m}_{evap} = (\dot{m}_{des} - \dot{m}_{des,r}) - \dot{m}_{inj} \quad (6.40)$$

Após a determinação do ponto de obtenção de líquido refrigerante, definem-se agora as câmaras nas quais o fluido refrigerante será injetado. De acordo com modelo desenvolvido para o compressor analisado, existem quatro câmaras no interior do compressor, se descontada a câmara de compressão cujo modelo termodinâmico é diferenciado. Das duas câmaras onde há vapor a baixa pressão, ambiente interno e câmara de sucção, optou-se por não avaliar a injeção líquido no ambiente interno. No que se refere à descarga, opta-se pela injeção de líquido na câmara de descarga, pois entende-se que uma redução de temperatura na mesma será percebida pela linha de descarga.

A injeção de líquido na descarga será verificada, pois o calor é retirado diretamente de uma das regiões mais quentes do compressor, no entanto, a viabilidade dessa análise pode ser questionada. Esta questão é levantada porque para que a injeção seja viabilizada, deve-se utilizar algum dispositivo para a elevação da pressão ao longo da linha de injeção de líquido, de forma a fornecer a vazão de refrigerante do ponto 3 até a câmara de descarga.

O modelo térmico foi desenvolvido com base na análise global representada através das respectivas equações de conservação de energia para cada câmara analisada. Basicamente, a injeção é modelada pela inserção do termo advectivo de transferência de calor  $\dot{E}_{inj} = \dot{m}_{inj} h_{inj}$  nestas equações. As equações da energia modificadas para as câmaras de sucção e descarga são mostradas, respectivamente, nas expressões (6.41) e (6.42).

$$\dot{q}_{suc} + UA_{suc}^* (T_{suc} - T_{ai}) = \dot{E}_{ai,suc} + \dot{E}_{cil,suc} + \dot{E}_{inj,suc} - \dot{E}_{suc,cil} \quad (6.41)$$

$$\dot{q}_{des} + UA_{des}^* (T_{des} - T_{ai}) = \dot{E}_{cil,des} + \dot{E}_{inj,des} - \dot{E}_{des,cil} \quad (6.42)$$

Novamente, a injeção de líquido em determinada câmara altera o balanço de massa de cada câmara, modificando os seguintes termos advectivos da conservação de energia para as câmaras de sucção, Equação (6.43), e de descarga, Equação (6.44).

$$\dot{E}_{ai,suc} = (\dot{m}_{suc} - \dot{m}_{suc,r} - \dot{m}_{inj}) h_{ai} \quad (6.43)$$

$$\dot{E}_{des,bum} = (\dot{m}_{des} - \dot{m}_{des,r} - \dot{m}_{inj}) h_{des} \quad (6.44)$$

## 6.5. Atomização de Refrigerante Líquido na Câmara de Compressão

A dificuldade de representar os aspectos de não-equilíbrio termodinâmico associados à transferência de calor entre as fases líquido e vapor coexistentes no cilindro, requer a utilização de um grau maior de sofisticação, mesmo quando se opta por modelos globais para sua representação.

Conceitualmente, a atomização de líquido pode ser executada através da inserção de um bico atomizador na saída da linha de líquido entre condensador e compressor. Este bico atomizador serviria como um dispositivo de expansão, reduzindo os altos patamares de pressão do condensador aos níveis de pressão variáveis do gás que ocorrem durante o ciclo de

compressão. Além disso, a restrição oferecida pode regular também a vazão média de líquido que entra no compressor durante um ciclo de operação.

Outro efeito da atomização é o aumento da área de troca de calor para o vapor no interior do cilindro, aumentando a taxa média de transferência de calor e, conseqüentemente, reduzindo o tempo de permanência de uma determinada quantidade de líquido no interior da câmara de compressão. Essa informação é crucial, pois pode evitar o indesejado efeito de choque de líquido que ocorre quando o volume da câmara de compressão é menor que o volume de líquido presente em seu interior.

O modelo proposto busca um conjunto de equações diferenciais e algébricas que representem a termodinâmica da injeção de refrigerante líquido na câmara de compressão, envolvendo o comportamento térmico transiente das gotículas e aspectos globais de transferência de calor para o gás, semelhante ao que foi feito para o modelo termodinâmico da câmara de compressão no Capítulo 3. A presente seção é estruturada da seguinte maneira: (i) considerações iniciais, (ii) indexação das gotículas, (iii) modelo termodinâmico para o líquido, (iv) modelo termodinâmico para a interface líquido/vapor, (v) modelo termodinâmico para o vapor e, finalmente, (vi) modificações da metodologia de solução da câmara de compressão.

### 6.5.1. Considerações Iniciais

Algumas simplificações foram tomadas durante a confecção do presente modelo. A primeira é semelhante ao que foi assumido para a injeção de líquido em outra câmara do compressor, no que diz respeito ao escoamento de fluido refrigerante ao longo da linha de líquido que liga o condensador ao compressor. A linha é considerada adiabática e que não impõe perda de carga ao escoamento, fato que leva o fluido a alcançar a câmara de compressão no mesmo estado termodinâmico. Além disso, por questão de simplicidade neste estágio da análise, a vazão mássica instantânea de líquido é prescrita, permitindo que sejam feitas análises paramétricas sobre a influência da posição do ciclo em que a injeção é realizada.

Também são realizadas algumas simplificações em relação à dinâmica do gás e do líquido no interior da câmara de compressão. A hipótese inicial assume que a mistura é espacialmente homogênea, ou seja, a fração mássica de gás é somente função do tempo. Além disso, considera-se que as gotículas de líquido são neutras ao escoamento, ou seja, as mesmas não são desaceleradas ao longo do processo, possuindo velocidade constante, tomada como

sendo igual à velocidade média do pistão ao longo de um ciclo de compressão. O gás é assumido como um meio quiescente, fazendo com que a velocidade relativa entre as duas fases seja a própria velocidade média das gotículas. No entanto, deve ser mencionado que Kremer (2006), através da simulação fluidodinâmica do processo de atomização de óleo, mostrou que essa fração pode variar espacialmente, dependendo da relação das forças inerciais das gotículas de óleo e do meio gasoso. Portanto, a hipótese adotada neste trabalho pode ser considerada uma simplificação do modelo.

Considera-se também que não existe, em momento algum, interação entre duas gotículas ou entre estas e a parede do cilindro, devido à grande dificuldade de representação desses fenômenos. Essa hipótese acaba sendo menos válida quanto mais próximo o pistão estiver do ponto morto superior. As demais hipóteses serão apresentadas ao longo da descrição dos modelos para cada uma das fases da mistura.

#### 6.5.2. Indexação das Gotículas de Líquido

Quando as gotículas são atomizadas no interior do cilindro deve-se optar por uma maneira de caracterizar os diversos parâmetros referentes à fase líquida. Ressalta-se o que o comportamento transiente destas gotículas é fator importante na caracterização do processo de evaporação e, conseqüentemente, dos fenômenos de transferência de calor. Optou-se por uma metodologia semelhante àquela aplicada por Kremer (2006) para o resfriamento da câmara de compressão através da atomização de gotículas de óleo. Assim, assume-se que as mesmas são esféricas e encontram-se agrupadas em famílias indexadas de acordo com o momento em que são injetadas no cilindro.

Será assumida aqui a seguinte nomenclatura para os sub-índices de determinado parâmetro:  $f$  designa a propriedade de uma gotícula pertencente à família  $f$ , injetada em um certo momento, e  $L$  refere-se a determinado parâmetro do líquido como um todo. Assim, cada família possui um número de gotículas  $N_f$  que são caracterizadas pelo raio  $R_f(t)$  e por sua distribuição de temperatura radial  $T_f(r,t)$ .

Considera-se ainda que as famílias são injetadas discretamente, ou seja, a injeção se dá em pulsos ao longo do ciclo de compressão, e que os instantes de injeção são igualmente espaçados ao longo do ciclo, sendo estes, definidos previamente. Desta maneira, podem existir  $F$  famílias ativas na câmara em cada instante de tempo, totalizando uma massa de líquido instantânea  $m_L^i$  dada pela expressão (6.45).

$$m_L^i = \rho_L \sum_{f=1}^F N_f \forall_f \quad (6.45)$$

A massa específica do líquido  $\rho_L$ , assim como seu estado termodinâmico  $\phi_L = f(T_{sat,int})$  foi assumido constante ao longo do ciclo, calculadas com base na temperatura de saturação  $T_{sat,int} = f(p_{int})$  à pressão intermediária do ciclo de compressão [ $p_{int} = (p_{cond} + p_{evap})/2$ ]. O volume da partícula  $\forall_f$  é o volume de uma esfera de raio  $R_f$ , sendo diferente para cada família.

Todas as famílias de gotículas são injetadas nas mesmas condições iniciais: raio  $R_{inj}$ , temperatura uniforme  $T_f(r,t) = T_{inj}$  e número de gotículas  $N_{inj}$ . A temperatura de injeção é dada pela temperatura de subresfriamento do líquido na saída do condensador, enquanto o raio e o número de gotículas são prescritos e definidos de acordo com vazão mássica média de líquido que se deseja avaliar.

No entanto, pode ocorrer que determinada família não tenha se extinguido ao longo de um ciclo de compressão, ainda havendo gotículas desta família que foram injetadas no ciclo passado. Para que as gotículas de uma mesma família não possuam características distintas, os parâmetros raio, temperatura devem ser recalculados. As características equivalentes da família são encontradas através da aplicação de três considerações: (i) a massa da família se conserva, (ii) a energia interna da família se conserva e (iii) a área superficial da família se conserva. As afirmações (i) e (ii) não necessitam de maiores detalhes, mas a terceira hipótese é tomada para que os fenômenos superficiais de transferência de calor sejam satisfeitos para esta família. Estas três afirmações são descritas matematicamente através das expressões abaixo, onde as propriedades  $m'_f$ ,  $A'_f$  e  $\bar{U}'_f$  são, respectivamente, a massa, a área e a energia interna média referentes às gotículas residuais do ciclo anterior.

$$m_f = m'_f + m_{inj} \quad (6.46)$$

$$A_f = A'_f + A_{inj} \quad (6.47)$$

$$\bar{U}_f = \bar{U}'_f + \bar{U}_{inj} \quad (6.48)$$

Assumindo-se que a energia interna média de uma gotícula é dada pela expressão (6.49), as expressões (6.50 – 6.52) resultam nas características equivalentes dessa família após a injeção de novas gotículas em uma família pré-existente.

$$\bar{U}_f = m_f c_{v,L} \bar{T}_f \quad (6.49)$$

$$N_f = \frac{N'_f R'_f + N_{inj} R_{inj}}{R_f} \quad (6.50)$$

$$R_f^2 = \frac{N'_f R_f'^2 + N_{inj} R_{inj}^2}{N_f} \quad (6.51)$$

$$\bar{T}_f = \frac{N'_f R_f'^3 \bar{T}'_f + N_{inj} R_{inj}^3 T_{inj}}{N_f R_f^3} \quad (6.52)$$

### 6.5.3. Modelo Termodinâmico para a Fase Líquida

Inicialmente toma-se um volume de controle ao redor de uma gotícula esférica de líquido. Assume-se inicialmente que não existe difusão de massa através da fronteira resultando na seguinte equação para conservação da massa:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \, dV - \int_S \rho (\vec{V} - \vec{V}_S) \cdot d\vec{S} = 0 \quad (6.53)$$

Lembrando que a massa específica do líquido foi assumida como constante, que não existe circulação interna de líquido ( $\vec{V} = 0$ ) e que a geometria da gotícula é sempre esférica, pode-se definir a taxa instantânea de evaporação de uma dada família  $f$  conforme é apresentado na expressão (6.54).

$$\rho_L A_f \frac{dR_f}{dt} = \rho_L A_f \vec{V}_S \equiv -\dot{m}_{ev,f}^i \quad (6.54)$$

Assim, obviamente, a velocidade com que a fronteira da partícula  $\vec{V}_S$  se move na direção radial é igual à taxa de variação do raio externo da partícula. Só por questão de elucidação da nomenclatura,  $\dot{m}_{ev,f}^i$  é a taxa instantânea de evaporação de uma gotícula da família  $f$ ,  $\dot{m}_{ev}^i$  é a taxa instantânea de evaporação de todas as gotículas e  $\dot{m}_{ev}$  é a taxa média de evaporação ao longo de um ciclo de compressão. Sendo  $f_n$ , a frequência nominal de operação do compressor,  $\dot{m}_{ev}^i$  e  $\dot{m}_{ev}$  são definidas respectivamente pelas expressões (6.55) e (6.56):

$$\dot{m}_{ev}^i = \sum_{f=1}^F \dot{m}_{ev,f}^i \quad (6.55)$$

$$\dot{m}_{ev} = f_n \left( \int_{t=t_0}^{t=t_0+\Delta t/f_n} \dot{m}_{ev}^i dt \right) \quad (6.56)$$

Analisando agora o líquido de uma maneira global, a massa de líquido injetado pode variar de duas maneiras: através de evaporação e sendo carregada pela massa que deixa o cilindro pelo orifício de descarga. Desta maneira a conservação da massa de líquido resulta na seguinte expressão:

$$\frac{\partial m_L^i}{\partial t} = \dot{m}_{inj} - \sum_{f=1}^F (\dot{m}_{ev,f}^i + \dot{m}_{f,des}^i) = \dot{m}_{inj} - (\dot{m}_{ev}^i + \dot{m}_{L,des}^i) \quad (6.57)$$

A fração de massa de líquido durante determinado instante é apresentada na expressão (6.58). Relembrando a hipótese de não existir escorregamento entre o gás e o líquido, a fração mássica na descarga é igual aquela existente no interior da câmara e, portanto, a vazão mássica de líquido pela descarga pode ser relacionada a taxa total de massa descarregada através da expressão (6.59).

$$x_L = \frac{m_L^i}{m_L^i + m_G^i} \quad (6.58)$$

$$\dot{m}_{L,des}^i = x_L \dot{m}_{des}^i \quad (6.59)$$

Substituindo as relações (6.45), (6.54), (6.58) e (6.59) em (6.57) e rearranjando os termos, obtém-se a taxa de variação da quantidade de gotículas de cada família  $f$ :

$$\frac{dN_f}{dt} = \frac{-N_f \dot{m}_{des}^i}{(m_L^i + m_G^i)} \quad (6.60)$$

Tendo resolvido os aspectos da conservação de massa, serão tratados a partir de agora os aspectos referentes à conservação da energia na fase líquida. Inicialmente, toma-se uma partícula de fluido como a da Figura 6.19. Enquanto gotículas existirem no interior da câmara de compressão, entende-se que o líquido estará subresfriado. Por outro lado, o gás encontra-se superaquecido e, para que as duas fases coexistam fora do equilíbrio termodinâmico, a interface das gotículas inevitavelmente estará à temperatura de saturação  $T_{sat} = f(p_G)$  referente a pressão média instantânea do gás em qualquer instante.

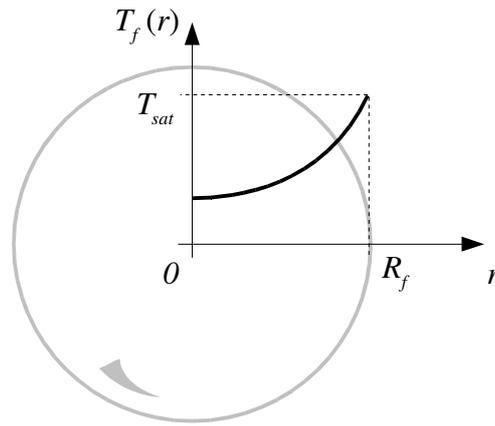


Figura 6.19. Distribuição de temperatura no interior de uma gotícula de líquido

A distribuição de temperatura no interior de uma gotícula é regida pela equação da conservação da energia aplicada a um sólido esférico de massa específica constante apresentada na expressão (6.61), onde  $\alpha_L$  é a difusividade térmica do fluido.

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} = \frac{\alpha_L}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( r^2 \frac{\partial T_f}{\partial r} \right) \quad (6.61)$$

A equação da energia é então submetida às condições inicial e de contorno mostradas pelas Equações (6.62 – 6.64).

$$T_f(r, 0) = T_{INJ} \quad (6.62)$$

$$\left. \frac{\partial T_f}{\partial r} \right|_{r=0,t} = 0 \quad (6.63)$$

$$T_f(R_f, t) = T_{sat}(t) \quad (6.64)$$

Para obter o campo de temperatura resultante das gotículas utilizou-se um modelo de volumes finitos, apresentado no Apêndice C. Finalmente, a partir da distribuição de temperatura pode-se calcular o fluxo de calor que deixa uma partícula  $\dot{q}_{L,f}''$ , conforme apresentado na equação (6.65), onde  $k_L$  é a condutividade térmica do líquido.

$$\dot{q}_{L,f}'' = -k_L \left. \frac{\partial T_f}{\partial r} \right|_{r=R_f} \quad (6.65)$$

## 6.5.4. Modelo de Transporte para a Interface Líquido/Gás

Para acoplar os modelos para o líquido e o vapor de fluido refrigerante, as equações da conservação da massa e energia são aplicadas na interface de uma gotícula. Assim, de acordo com a Figura 6.20, da equação da conservação da massa obtém-se a seguinte expressão:

$$\rho_L (\vec{V}_L - \vec{V}_S) \cdot \hat{n} + \rho_G (\vec{V}_{G,f} - \vec{V}_S) \cdot \hat{n} = 0 \quad (6.66)$$

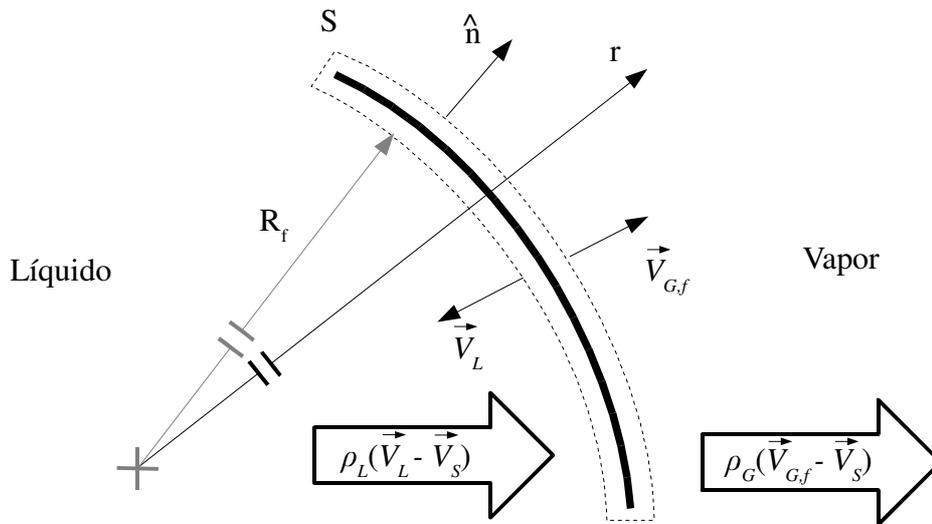


Figura 6.20. Fluxos de massa que atravessam a fronteira de uma gotícula de líquido.

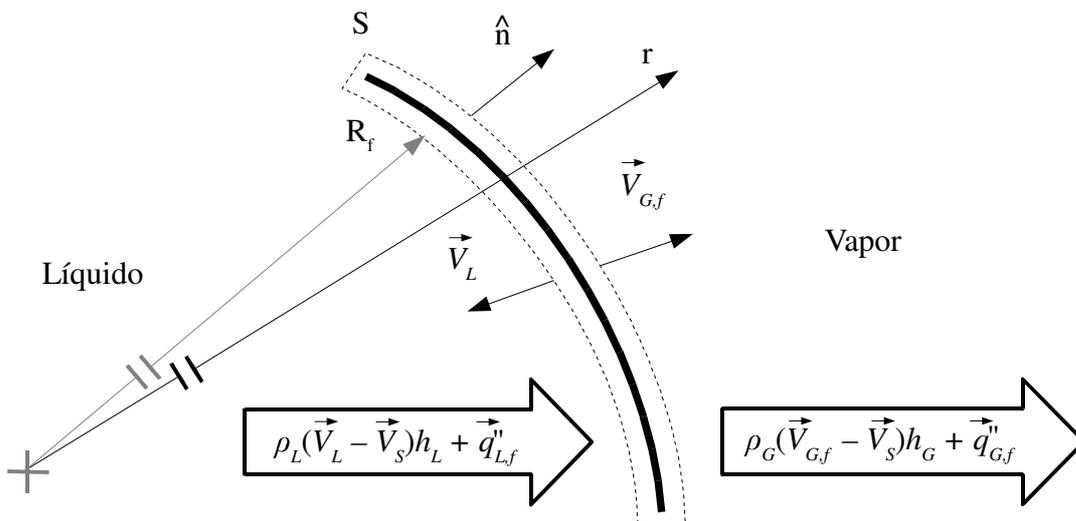


Figura 6.21. Fluxos de energia que atravessam a fronteira de uma gotícula de líquido.

Tomando os produtos escalares, assumindo novamente que não existe movimentação de fluido no interior da gotícula e que a velocidade da fronteira é igual à taxa de variação do

raio da mesma, como mostra a Equação (6.54), obtém-se uma expressão para a velocidade do gás quando este é formado durante o processo de evaporação das gotículas:

$$\vec{V}_{G,f} = \left(1 - \frac{\rho_L}{\rho_G}\right) \frac{dR_f}{dt} \quad (6.67)$$

Da conservação da energia aplicada ao volume de controle sobre a interface mostrada pela Figura 6.21, obtém-se:

$$\rho_L (\vec{V}_L - \vec{V}_S) h_L \cdot \hat{n} + \bar{q}_{L,f} \cdot \hat{n} + \rho_G (\vec{V}_{G,f} - \vec{V}_S) h_G \cdot \hat{n} + \bar{q}_{G,f} \cdot \hat{n} = 0 \quad (6.68)$$

A substituição da expressão (6.67), para a velocidade do gás próximo à interface e, (6.54), para a velocidade da interface, na expressão (6.68) resulta, depois de rearranjada, em uma expressão para a taxa de variação do raio de uma partícula da família  $f$ , conforme apresenta a expressão abaixo:

$$\frac{dR_f}{dt} = \frac{(\dot{q}_{L,f}'' - \dot{q}_{G,f}'')}{\rho_L h_v} \quad (6.69)$$

O fluxo de calor no lado do líquido  $\dot{q}_{L,f}''$  foi calculado anteriormente através da expressão (6.65). Já o termo  $\dot{q}_{G,f}''$  representa o fluxo de calor entregue ao gás por convecção, sendo calculado a partir da lei de resfriamento de Newton:

$$\dot{q}_{G,f}'' = H_f (T_{sat} - T_G) \quad (6.70)$$

Na equação acima,  $T_G$  é a temperatura média do gás no interior do cilindro e  $H_f$  é o coeficiente de transferência de calor. Esse coeficiente é calculado com base em na correlação de Whitaker (1972) para o número de Nusselt médio  $Nu_D$  de uma esfera deslocando-se com velocidade constante  $V_f$  em determinado meio quiescente, conforme apresentado na expressão abaixo:

$$Nu_D = 2 + \left(0,4 Re_D^{1/2} + 0,06 Re_D^{2/3}\right) Pr^{0,4} \left(\frac{\mu_G}{\mu_S}\right)^{1/4} \quad (6.71)$$

A correlação depende do número de Reynolds médio,  $Re_D$ , definido pela equação (6.72), do número de Prandtl do gás,  $Pr_G$ , e da relação entre a viscosidade absoluta do gás,  $\mu_G$ , e a viscosidade do gás à temperatura da superfície da esfera,  $\mu_S$ . O número de Nusselt para este caso, definido de acordo com (6.73), resulta no coeficiente de transferência de calor por convecção  $H_f^*$ .

$$Re_D = \frac{\rho_G V_f 2R_f}{\mu_G} \quad (6.72)$$

$$Nu_D = \frac{H_f^* 2R_f}{k_G} \quad (6.73)$$

A relação (6.74) entre  $H_f^*$  e  $H_f$  é dada pelo fator de correção de Ackermann, de acordo com Bird *et al.* (2002). Este fator, que corrige o coeficiente de convecção para que seja computado o efeito de sopro decorrente da transferência de massa que ocorre durante a troca de fase líquido/gás, é definido de acordo com a expressão (6.76). Da forma como foi reescrita a expressão (6.75), percebe-se claramente a relação entre o fluxo advectivo e o fluxo convectivo de energia carregada pela massa que deixa a interface da gotícula.

$$H_f = \lambda_f H_f^* \quad (6.74)$$

$$\beta_f = \frac{\dot{m}_{ev,f}'' c_p}{H_f^*} = \frac{\dot{m}_{ev,f} c_p (T_{sat} - T_G)}{A_f H_f^* (T_{sat} - T_G)} \quad (6.75)$$

$$\lambda_f = \frac{\beta_f}{e^{\beta_f} - 1} \quad (6.76)$$

### 6.5.5. Modelo Termodinâmico para a Fase Vapor

O modelo para o vapor é bastante semelhante àquele apresentado no capítulo 3 para a termodinâmica da câmara de compressão. As únicas alterações são referentes aos efeitos de transferência de massa e energia decorrentes da presença das gotículas no interior da câmara de compressão. Assim, somente serão apresentadas as equações diferenciais que foram afetadas pela presença das gotículas.

A primeira alteração se refere à relação volumétrica para a câmara de compressão. Apesar de o deslocamento volumétrico ser mantido, o gás não mais ocupa todo o volume do cilindro, uma vez que certo espaço é ocupado pelo líquido. Assim:

$$\nabla_G = \nabla_{CL} - \nabla_L \quad (6.77)$$

Este fato tem impacto direto sobre a potência indicada  $\dot{W}_{ind}$  do ciclo de compressão a qual passa a ser calculada somente em relação ao volume de gás e não mais ao da câmara de compressão. Isso é decorrência da hipótese de que não é executado trabalho sobre o líquido devido à incompressibilidade. Desta forma, a equação para a potência indicada passa a ser:

$$\dot{W}_{ind} = -f_n \oint p_G d\forall_G \tag{6.78}$$

Outra preocupação que se deve ter é que em hipótese nenhuma o volume de líquido pode ser maior que o volume de câmara de compressão. Esse fato indicaria a ocorrência do chamado golpe de líquido que danifica o cabeçote do compressor, inviabilizando permanentemente seu funcionamento na maioria dos casos.

O fluxo de massa pelo compressor também se altera, como pode ser percebido na equação (6.79) para a conservação da massa instantânea na câmara de compressão.

$$\frac{dm_G}{dt} = \dot{m}_{suc}^i - \dot{m}_{suc,r}^i - \dot{m}_{des}^i + \dot{m}_{des,r}^i - \dot{m}_{fol}^i - \dot{m}_{ev}^i \tag{6.79}$$

As maiores alterações ocorrem na equação da conservação de energia. Como pode ser percebido na Figura 6.22, as gotículas inserem uma superfície adicional no volume de controle do gás. Esta superfície assemelha-se às regiões do orifício, pois permite a passagem de massa transferindo calor por advecção e também, à região da parede do cilindro, pois permite a transferência de calor por convecção.

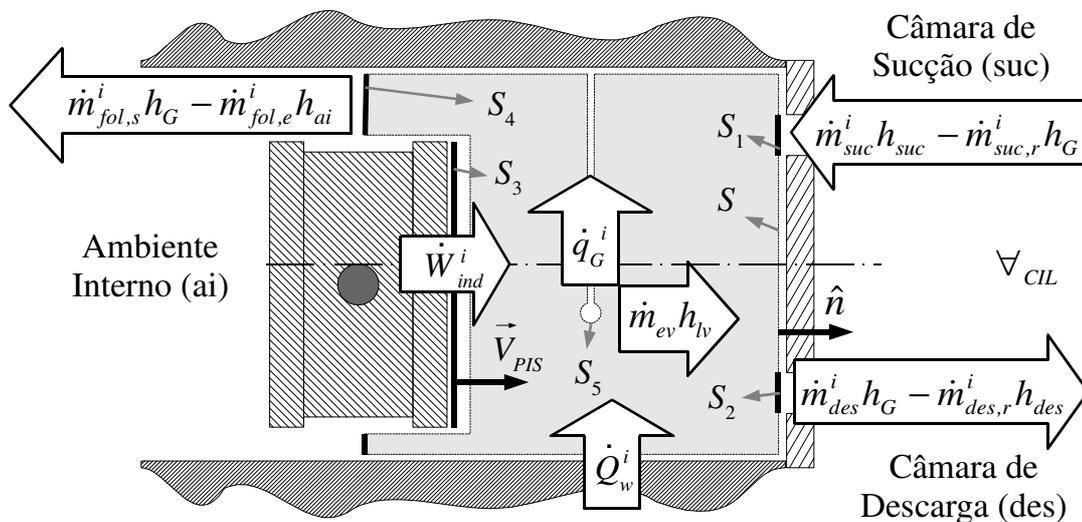


Figura 6.22. Volume de controle ao redor do vapor no interior da câmara de compressão.

Assim, semelhante ao que foi deduzido anteriormente, a equação da conservação da energia quando rearranjada, resulta na seguinte expressão para a taxa de variação da temperatura do gás:

$$\frac{dT_G}{dt} = \frac{1}{m_G c_{v,G}} (A_T - B_T T_G) \quad (6.80)$$

onde os coeficientes modificados  $A_T$  e  $B_T$  são mostrados nas equações (6.81) e (6.82).

$$A_T = \dot{Q}_{CIL} + \dot{q}_G + \left( h_G \frac{dm_G}{dt} + \sum \dot{m}^i h \right) \quad (6.81)$$

$$B_T = \left( \frac{\partial p_G}{\partial T_G} \Big|_{v_G} \frac{d\nabla_G}{dt} \right) - \left( \frac{\partial p_G}{\partial T_G} \Big|_{v_G} v_G \frac{dm_G}{dt} \right) \quad (6.82)$$

O termo do somatório que aparece na expressão (6.81) também é modificado, ficando conforme é descrito na expressão (6.83).

$$\sum \dot{m}^i h = \dot{m}_{fol,e}^i (h_{ai} - h_G) + \dot{m}_{suc}^i (h_{suc} - h_G) + \dot{m}_{des,r}^i (h_{des} - h_G) + \dot{m}_{ev}^i (h_{G,sat} - h_G) \quad (6.83)$$

Na expressão acima,  $h_{G,sat}$  é a entalpia do vapor saturado à pressão  $p_G$ . Os termos que não foram indicados nesta seção, foram definidos previamente na seção 3.2.5.

#### 6.5.6. Metodologia de Solução da Câmara de Compressão

A inserção de outras equações diferenciais e algébricas, e o conseqüente aumento da interdependência destas, requer uma reformulação da metodologia de solução da câmara de compressão. Anteriormente havia interdependência direta entre a pressão média do gás, a temperatura do gás e a dinâmica e fluxo de massa através das válvulas. Quando o modelo passa a contar com a injeção de líquido, adiciona-se o efeito de evaporação, afetado diretamente pela transferência de calor nas gotículas.

O novo fluxograma do modelo termodinâmico da câmara de compressão é mostrado nas Figura 6.23 e 6.24. Como pode ser percebido neste fluxograma, após o incremento do ângulo de manivela que representa o avanço no tempo, o código passa a incluir os pontos de injeção. Os pontos de injeção são igualmente espaçados ao longo de um ciclo completo de compressão. As características da família injetada no ciclo atual são definidas de acordo com

a presença ou não de gotículas residuais da mesma família injetada no ciclo anterior, conforme detalhado na seção 6.5.2.

Após o cálculo do volume disponível no interior da câmara de compressão  $\forall_{CIL}$ , é calculado o volume de líquido  $\forall_L$ , permitindo responder se o volume restante, utilizado pelo gás não é menor que zero. Se este for o caso, ocorre o choque de líquido levando ao fim da simulação por falha do equipamento.

Adiante no fluxograma, após a atualização da pressão média do gás, a temperatura de saturação é calculada através da equação de estado para o fluido refrigerante. Se esta temperatura for maior que a temperatura média do gás, outra falha crítica ocorre por condensação do gás.

Neste momento, passa-se ao ciclo iterativo entre o fluxo de massa pela interface das gotículas de determinada família e o perfil de temperatura radial das mesmas. Inicialmente, utilizou-se a formulação explícita como é feito para a solução do restante das equações. No entanto, nesta situação a formulação explícita acaba levando a erros crescentes, o que, eventualmente, leva a uma discrepância na conservação da massa de líquido. Optou-se, desta maneira, por um processo iterativo entre estas duas equações até que determinado critério de convergência seja atingido.

Após atingir a convergência para este laço, considerada atendida se a variação percentual do raio for inferior  $10^{-5}$ , pode-se calcular o fluxo de massa que evaporou de todas as gotículas. Por critério, é assumido que se as gotículas de determinada família atingirem um raio mil vezes menor que seu tamanho de injeção, a família evaporou totalmente. Este critério é adequado, pois como será visto adiante as gotículas são injetadas com tamanho da ordem de  $1 \mu\text{m}$ , assim diâmetros da ordem de  $10^{-3} \mu\text{m}$  são aceitavelmente pequenos.

O fluxograma do modelo para a câmara de compressão quando submetida à atomização de gotículas de líquido é mostrado nas Figuras 6.23 e 6.24.

## Modelo Global da Câmara de Compressão

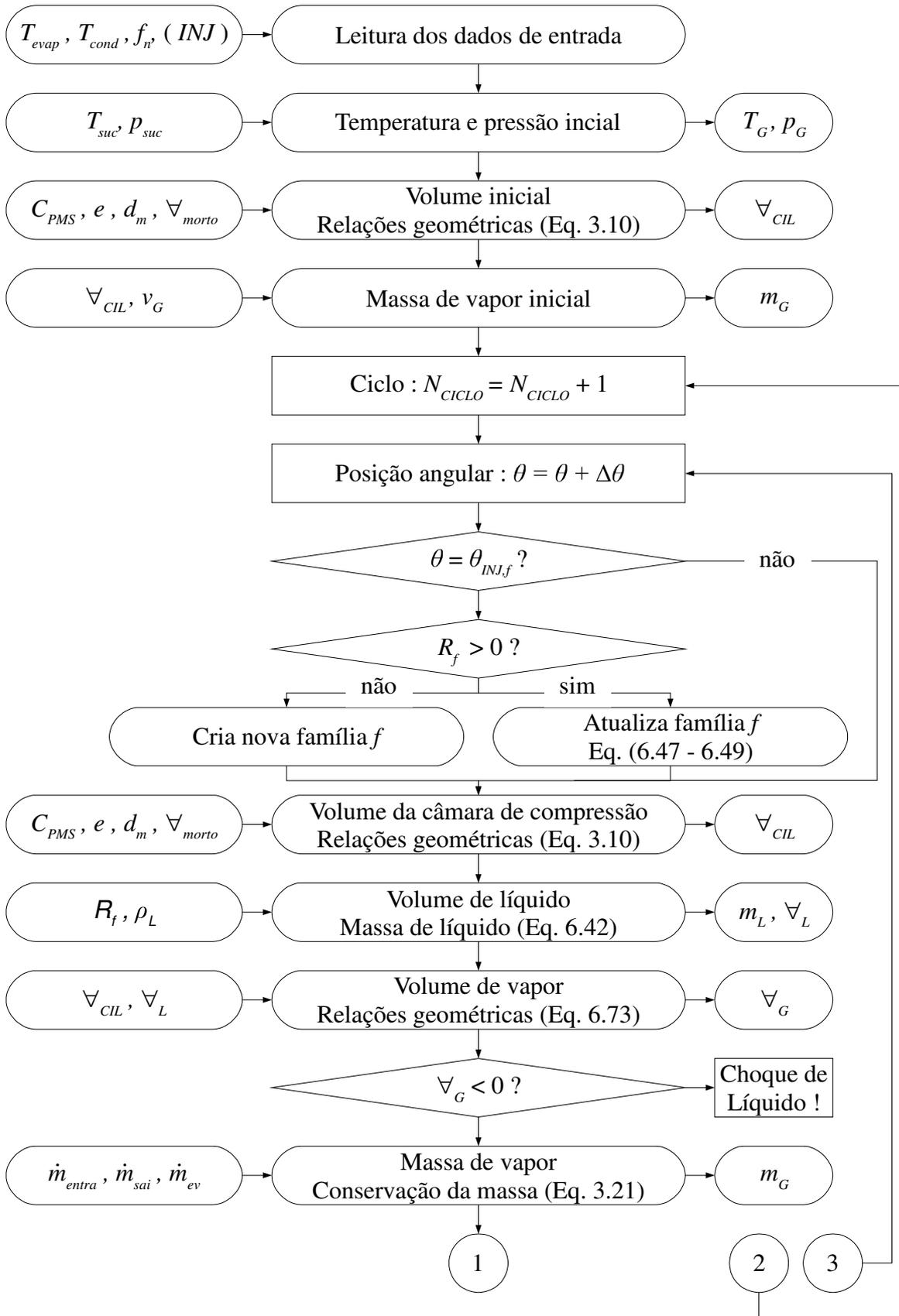


Figura 6.23. Fluxograma do modelo para a câmara de compressão quando esta é submetida à atomização de refrigerante líquido.

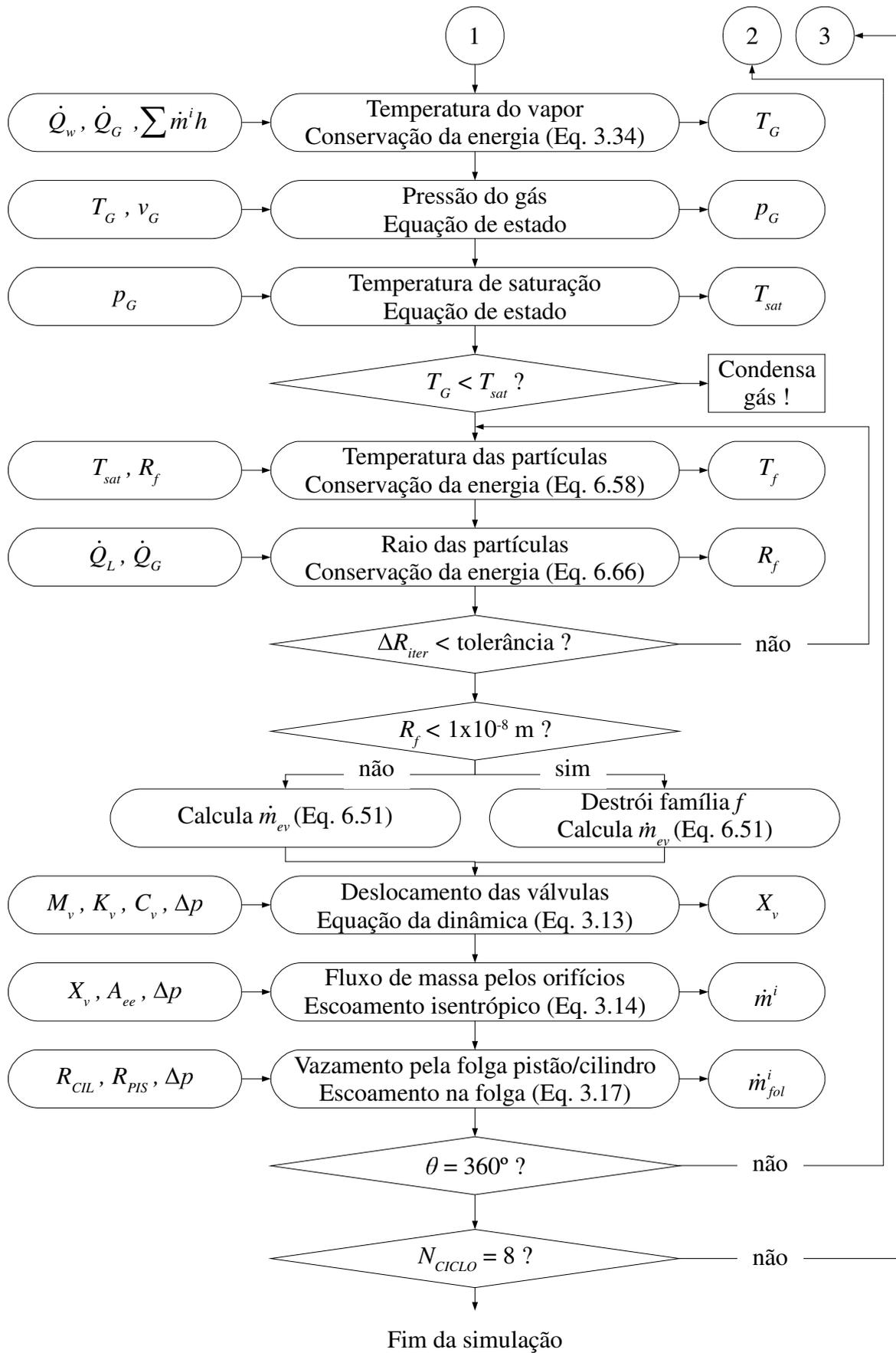


Figura 6.24. (Continuação) Fluxograma do modelo para a câmara de compressão quando esta é submetida à injeção de gotículas de refrigerante líquido.

## 6.6. Parâmetros de Avaliação

Até este ponto, foram mostrados os modelos de alternativas que podem trazer benefícios para o funcionamento do compressor. Estabelecem-se agora, indicadores de desempenho característicos de alguns processos que auxiliem a análise de cada alternativa.

### 6.6.1. Coeficiente de Performance e Rendimentos Relacionados ao Consumo Elétrico

Conforme já citado, talvez o parâmetro de maior importância para avaliar o desempenho do compressor em um sistema de refrigeração seja o coeficiente de performance,  $COP$ , pois relaciona, diretamente, a capacidade de refrigeração que o sistema oferece com a potência elétrica consumida pelo compressor, ou seja:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{ele}} = \frac{\dot{m}_{evap} \Delta h_{evap}}{\dot{W}_{ele}} \quad (6.84)$$

Na expressão acima,  $\Delta h_{evap}$  é o efeito refrigerante específico, sendo uma propriedade termodinâmica do fluido quando este é submetido à determinada condição de sistema. Por outro lado,  $\dot{m}_{evap}$  é a vazão de massa que passa pelo evaporador e  $\dot{W}_{ele}$  é o consumo elétrico do compressor. Outros parâmetros relacionados à potência consumida pelo compressor são o rendimento mecânico e o rendimento elétrico, os quais são indicativos, respectivamente, das parcelas de energia que são dissipadas em mancais e no motor elétrico.

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_{ind}}{\dot{W}_{mec}} \quad (6.85)$$

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{mec}}{\dot{W}_{ele}} \quad (6.86)$$

Outro parâmetro relevante quando se analisa o consumo do compressor é o rendimento isentrópico  $\eta_s$ , o qual representa uma comparação entre a potência consumida pelo processo de compressão real e aquela associada à compressão de um processo termodinâmico isentrópico. A equação (6.87) apresenta a definição da potência isentrópica em função da potência específica termodinâmica,  $\dot{w}_{ind}$ , e da potência específica isentrópica,  $\dot{w}_s$ , do compressor idealizado.

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{ind}} \quad (6.87)$$

Segundo Gosney (1982), a potência específica isentrópica que o compressor ideal executa sobre o gás é definida pela expressão (6.88), onde  $\gamma$  é a razão entre os calores específicos média durante os processos de compressão e expansão.

$$\dot{W}_s = \eta_v p_{evap} \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[ \left( \frac{p_{cond}}{p_{evap}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (6.88)$$

O rendimento volumétrico,  $\eta_v$ , que aparece na expressão acima, está relacionado diretamente à eficiência do compressor em oferecer vazão de massa ao sistema para uma dada condição de operação. Os aspectos relacionados à transferência de calor no compressor afetam este parâmetro diretamente e, por esse motivo, o mesmo será examinado em mais detalhes na seção a seguir.

### 6.6.2. Rendimento Volumétrico

Durante a passagem do gás pelo interior do compressor, do passador de sucção até a câmara de compressão, ocorrem diversos fenômenos termodinâmicos irreversíveis que resultam na diminuição do fluxo de massa que o compressor poderia oferecer para o sistema de refrigeração. Dentre essas irreversibilidades podem ser listadas aquelas resultantes de processos de transferência de calor, vazamentos, restrições em válvulas, entre outras.

O rendimento ou eficiência volumétrica,  $\eta_v$ , é por definição a relação entre a vazão mássica real  $\dot{m}_{evap}$  que o compressor fornece ao sistema e aquela que seria obtida da operação de um compressor ideal  $\dot{m}_{ideal}$ , sendo representada matematicamente pela expressão (6.89).

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{evap}}{\dot{m}_{ideal}} \quad (6.89)$$

O valor de rendimento volumétrico representa, portanto, o efeito do somatório de todas as irreversibilidades sobre a capacidade do compressor em questão, sem discriminar a contribuição de cada uma delas. Para que seja possível a análise detalhada destas

irreversibilidades sobre a capacidade do sistema, será utilizada a compreensão física dos processos auxiliada pelo método de desacoplamento de eficiências (*efficiency detachment*) apresentado por Pèrez-Segarra *et al.* (2005). Os autores aplicaram esta análise até a saída da câmara de sucção. Aqui, no entanto, será feita uma extensão do método até a câmara de compressão, incluindo também o caso em que o compressor é submetido à atomização de refrigerante líquido. É importante observar que grande parte desta análise somente é viabilizada pelo fato de se estar simulando numericamente a câmara de compressão, fato que possibilita a avaliação de parâmetros instantâneos do gás no interior da câmara de compressão.

Primeiramente, define-se a vazão de massa fornecida pelo compressor ideal. Assume-se que o estado termodinâmico do gás que entra no compressor ideal  $\phi_1 = f(p_{evap}, T_1)$  é idêntico ao que ocorre na entrada do compressor real. No entanto, diferente do caso real, o gás não recebe calor até a entrada da câmara de compressão, mantendo-se no mesmo estado termodinâmico. A segunda hipótese é que o compressor ideal não possui volume morto, ou seja, depois do processo de compressão e de descarga, não resta gás no interior da câmara de compressão. Além disso, assume-se que o processo de compressão ocorre de maneira isentrópica, não existindo transferência de calor entre o gás e a parede do cilindro. Como última premissa, não existe refluxo através dos orifícios de sucção ou descarga ou mesmo vazamento pela folga entre pistão e cilindro. Assim, a vazão de massa que o compressor ideal fornece é definida pelo produto entre a massa específica do gás na condição de entrada e a taxa de deslocamento volumétrico sem volume morto  $\Delta\dot{V}_{sw}^{c=0}$ , dado pelo curso do pistão quando o compressor trabalha com a frequência nominal  $f_n$ .

$$\dot{m}_{ideal} = \rho_1 \Delta\dot{V}_{sw}^{c=0} = \rho_1 \Delta V_{sw}^{c=0} f_n \quad (6.90)$$

Para o caso real, a vazão mássica média que o compressor fornece ao sistema é dada pela massa que passa pelo evaporador no intervalo de tempo de uma rotação do eixo do compressor multiplicada pela frequência real de operação  $f_r$ . Assim, o rendimento volumétrico global é definido através da expressão (6.91).

$$\eta_v = \frac{m_{evap} f_r}{\rho_1 \Delta V_{sw}^{c=0} f_n} \quad (6.91)$$

Para obter a expressão para a massa que passa pelo evaporador de um sistema de refrigeração que utiliza a injeção de líquido nas câmaras de sucção, de compressão ou de

descarga, é traçado um volume de controle ao redor da câmara de sucção conforme ilustrado na Figura 6.25.

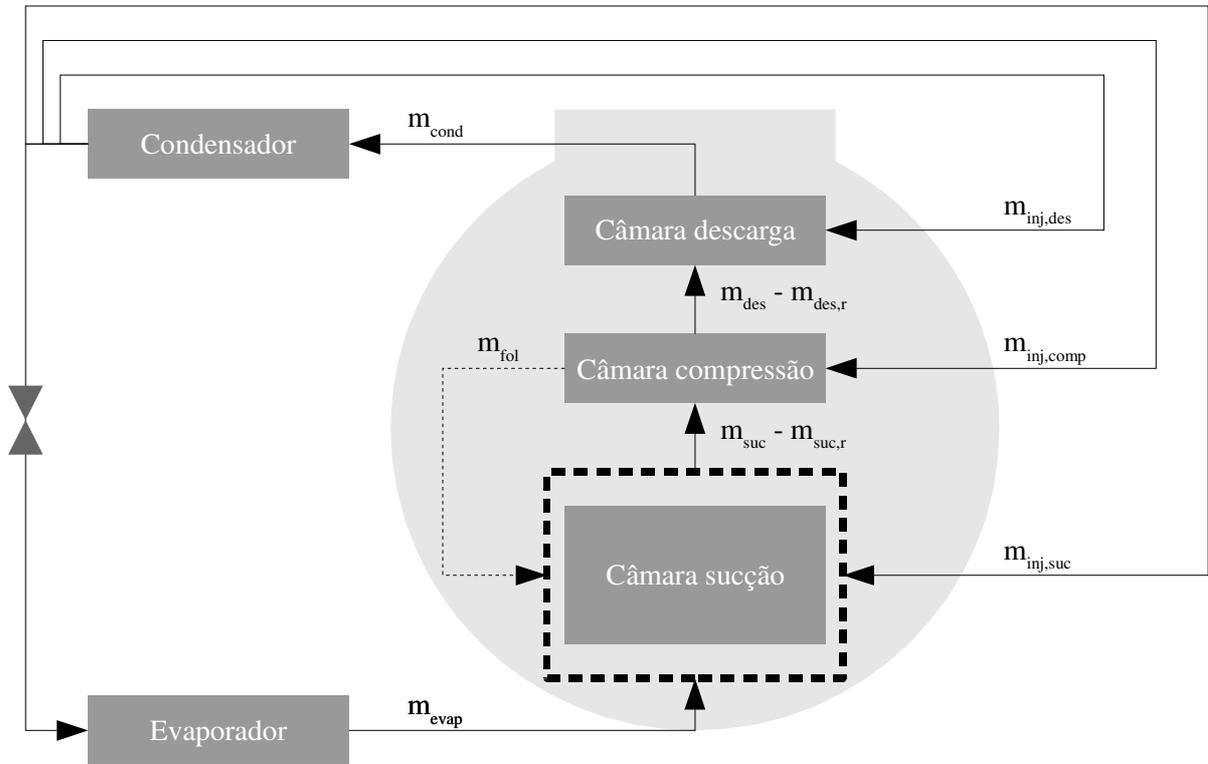


Figura 6.25. Massa que atravessa as fronteiras do sistema de refrigeração que utiliza processos de injeção de líquido.

Da conservação da massa total para o volume de controle apresentado quando um regime periodicamente desenvolvido é atingido:

$$m_{evap} = m_{suc} - m_{suc,r} - m_{fol} - m_{inj,suc} \tag{6.92}$$

Retornando esse valor ao rendimento volumétrico global dado pela Equação (6.91), pode-se reescrever a mesma da seguinte forma como mostra a expressão (6.93).

$$\eta_v = \frac{f_r (m_{suc} - m_{suc,r} - m_{fol} - m_{inj,suc})}{f_n \rho_1 \Delta \nabla_{sw}^{c=0}} \tag{6.93}$$

Pode-se então desacoplar a expressão acima através de dois parâmetros que compõem o rendimento global. O primeiro termo, denominado de rendimento volumétrico associado à frequência  $\eta_v^f$ , considera o efeito de deslizamento do motor elétrico. Durante o funcionamento do compressor, a velocidade angular do eixo é diferente daquela referente à

frequência nominal. No presente modelo, no entanto, assume-se que o compressor funciona de acordo com a frequência nominal de operação. Assim sendo, o rendimento volumétrico associado à frequência do motor elétrico é igual à unidade como mostra a expressão abaixo.

$$\eta_v^f \equiv \frac{f_r}{f_n} = 1 \quad (6.94)$$

O segundo parâmetro, definido como rendimento volumétrico mássico  $\eta_{v,m}$  considera as irreversibilidades ligadas às perdas que ocorrem durante o processo de compressão. Para facilitar seu entendimento, adiciona-se e subtrai-se ao numerador da expressão (6.93) a quantidade de massa que passa pelo compressor ideal. Rearranjando os termos, obtém-se:

$$\eta_{v,m} \equiv \frac{m_{evap}}{\rho_1 \Delta \nabla_{sw}^{c=0}} = 1 - \frac{\rho_1 \Delta \nabla_s^{c=0} - m_{suc}}{\rho_1 \Delta \nabla_{sw}^{c=0}} - \frac{m_{suc,r}}{\rho_1 \Delta \nabla_{sw}^{c=0}} - \frac{m_{fol}}{\rho_1 \Delta \nabla_{sw}^{c=0}} - \frac{m_{inj,suc}}{\rho_1 \Delta \nabla_{sw}^{c=0}} \quad (6.95)$$

Os três últimos termos da expressão acima representam, respectivamente, as perdas associadas ao refluxo na sucção  $P_m^{suc,r}$ , ao vazamento pela folga pistão/cilindro  $P_m^{fol}$  e à injeção de líquido na sucção  $P_m^{inj,suc}$ . O termo restante leva em consideração as ineficiências durante o processo de sucção  $P_m^{suc}$ . Assim, esta expressão pode ser reescrita como:

$$\eta_{v,m} = 1 - P_m^{suc,r} - P_m^{fol} - P_m^{suc} \quad (6.96)$$

De acordo com Pérez-Segarra *et al.* (2005), uma perda adimensional ligada a determinado sub-processo  $k$  pode ser reescrita através da eficiência associada  $\eta_k$  como mostra a expressão abaixo:

$$\eta_k = 1 - P_k \quad (6.97)$$

Desta maneira, o rendimento volumétrico associado ao processo de sucção é definido pela expressão (6.98).

$$\eta_{v,suc} = 1 - P_m^{suc} \equiv \frac{m_{suc}}{\rho_1 \Delta \nabla_{sw}^{c=0}} \quad (6.98)$$

Durante o processo de sucção do compressor real, algumas irreversibilidades podem ser listadas. A primeira delas é o superaquecimento do gás que vai do estado termodinâmico da entrada  $\phi_1 = f(p_{evap}, T_1)$  para o estado  $\phi_{suc} = f(p_{evap}, T_{suc})$  no interior da câmara de sucção. Isto ocorre porque ao longo deste processo o gás recebe calor das partes quentes do compressor que estão próximas da linha e câmara de sucção, como por exemplo, a câmara de descarga e o bloco do compressor.

Outras irreversibilidades estão relacionadas ao superaquecimento do gás durante sua entrada para a câmara de compressão, passando do estado  $\phi_{suc}$  para o estado instantâneo do gás no interior da câmara de compressão  $\phi_G = f(p_G, T_G)$ . Além disso, a restrição ao escoamento imposta pela válvula de sucção e as irreversibilidades durante o processo de expansão do gás aumentam o distanciamento da eficiência do compressor real em relação ao ideal, como será visto adiante. No intuito de quantificar estes efeitos, a seguinte manipulação é feita ao rendimento volumétrico associado à sucção:

$$\eta_{v,suc} = \frac{m_{suc}}{\rho_1 \Delta \nabla_{sw}^{c=0}} \frac{\Delta \nabla_r}{\Delta \nabla_r} \frac{\rho_{suc}}{\rho_{suc}} = \frac{\rho_{suc}}{\rho_1} \frac{m_{suc}}{\rho_{suc} \Delta \nabla_r} \frac{\Delta \nabla_r}{\Delta \nabla_{sw}^{c=0}} \quad (6.99)$$

A primeira fração representa o rendimento volumétrico devido ao superaquecimento do gás até a câmara de sucção  $\eta_{v,suc}^{CS}$ . O segundo termo, definido como o rendimento associado ao superaquecimento do gás ao entrar na câmara de compressão  $\eta_{v,suc}^{CC}$ , pode ser escrito de outra forma para facilitar sua compreensão, conforme mostra a expressão (6.100).

$$\eta_{v,suc}^{CC} \equiv \frac{1}{\rho_{suc}} \frac{m_{suc}}{\Delta \nabla_r} = \frac{\rho_{suc}^*}{\rho_{suc}} \quad (6.100)$$

O termo  $\Delta \nabla_r$  é o volume deslocado entre a abertura da válvula de sucção e o volume máximo da câmara de compressão, conforme o diagrama p-V mostrado na Figura 6.26. A relação entre a massa succionada e este volume pode ser definida através da massa específica aparente do gás durante o processo de sucção,  $\rho_{suc}^*$ , e representa de maneira adequada a restrição à sucção de gás para a câmara de compressão. Dentre as causas desta ineficiência, podem ser listados o superaquecimento do gás devido à transferência de calor pela parede do cilindro e a transferência de massa resultante da evaporação de gotículas de líquido durante a sucção.

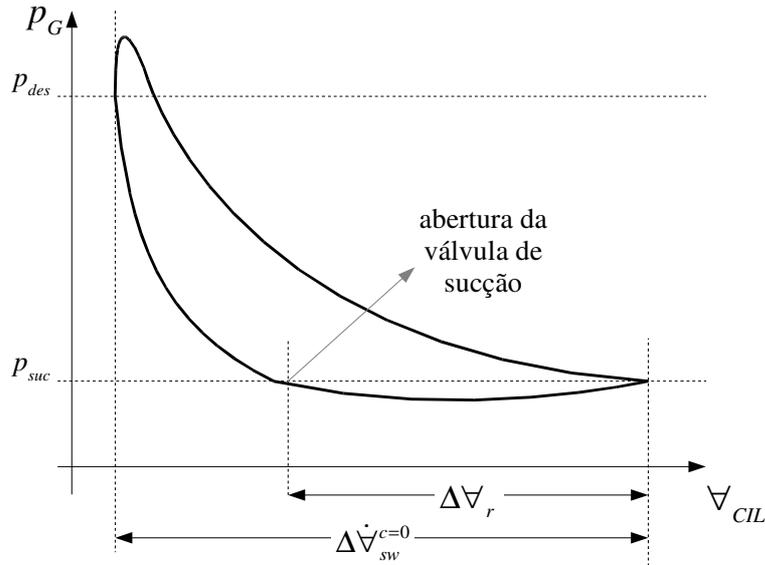


Figura 6.26. Diagrama  $p$ - $V$  salientando os deslocamentos volumétricos real e ideal.

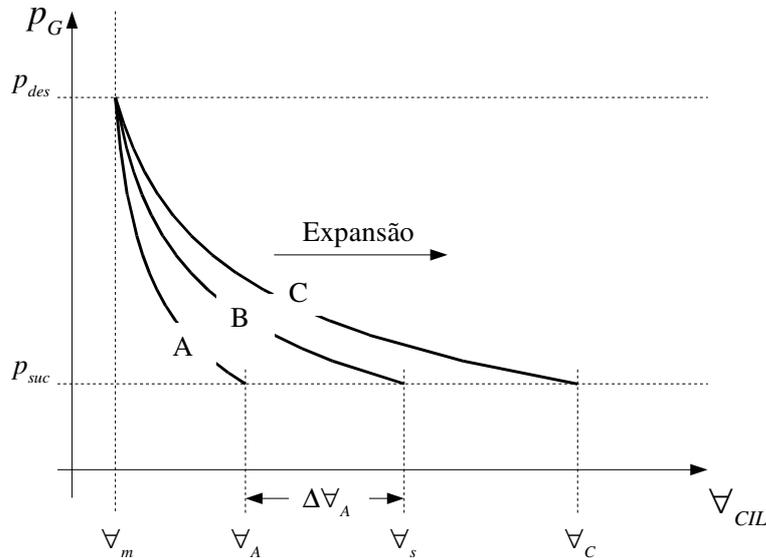


Figura 6.27. Processos de expansão genéricos de uma dada quantidade de vapor.

O termo restante da expressão (6.99) é definido como rendimento volumétrico secundário  $\eta_{v,v}$  e representa quanto do deslocamento volumétrico total é efetivamente utilizado durante a compressão, efeito direto das irreversibilidades que ocorrem durante a expansão. Para possibilitar a análise detalhada destas irreversibilidades serão tomados processos genéricos de expansão, mostrados na Figura 6.27.

O processo de expansão de vapor representado por  $B$  é um processo adiabático e reversível de uma dada quantidade de massa  $m_m$  que se encontra confinada inicialmente em um volume  $\nabla_m$  entre dois níveis de pressão  $P_{des}$  e  $P_{suc}$ . O segundo processo,  $C$ , inicia com o gás na mesma condição termodinâmica que o anterior, mas durante a expansão uma dada quantidade de calor é adicionada ao vapor, fazendo com que seu volume final à pressão  $P_{suc}$

seja maior que o processo  $B$ , onde o volume final foi  $\nabla_s$ . Já no caso  $A$ , calor é retirado durante a expansão e, conseqüentemente, seu volume final é menor que o caso referência  $B$ , podendo ser escrito da seguinte forma:

$$\nabla_A = \nabla_s - \Delta\nabla_A \quad (6.101)$$

Ressalta-se que os mesmos resultados poderiam ser obtidos pela adição ou retirada de massa ao longo do processo de expansão. O processo de compressão real ocorre de maneira semelhante uma vez que seu volume final pode ser assumido como o somatório dos efeitos de múltiplos processos sobrepostos a uma expansão isentrópica. Ou seja, se o processo de expansão da quantidade de massa que se encontra inicialmente no volume morto fosse isentrópico, o volume que esta massa ocuparia ao alcançar a pressão de sucção seria  $\nabla_s$ . No entanto, qualquer processo de transferência de calor ou massa que ocorra entre estes dois pontos altera efetivamente o volume no qual será alcançada a pressão de sucção,  $p_{suc}$ .

A Tabela 6.2 apresenta os fenômenos considerados no presente trabalho que afetam o volume no qual o gás alcança a pressão de sucção. O aumento do volume final representa uma redução na eficiência volumétrica do compressor, pois causa o atraso da abertura da válvula de sucção e, conseqüentemente, menor tempo para que o gás disponível na câmara de sucção seja admitido.

**Tabela 6.2. Irreversibilidades consideradas no modelo e seu efeito sobre o volume final do processo de expansão do gás na câmara de compressão. Considera-se que (+) representa o aumento do volume final.**

Fenômeno	Efeito
Transferência de calor pela parede do cilindro	(+) / (-)
Massa descarregada pela válvula após PMS	(+)
Refluxo pela válvula de descarga após PMS	(-)
Vazamento pela folga pistão/cilindro	(-)
Transferência de calor por evaporação de líquido	(-)
Geração de massa de vapor por evaporação de líquido	(+)

Foi mostrado anteriormente que, através da aplicação da equação da conservação da energia à câmara de compressão, obtém-se a taxa de variação da temperatura média do gás no interior do cilindro, conforme indicado na expressão (6.80). A variação da temperatura tem influência direta de todas as irreversibilidades citadas, no entanto, cada sub-processo que ocorre durante a expansão (transferência de calor no cilindro, vazamento pela folga pistão/cilindro, entre outros) pode ser representado por valores instantâneos característicos de temperatura, volume específico e pressão. A obtenção destes estados termodinâmicos

característicos  $\phi^k = f(p_G^k, T_G^k)$  se dá a partir da modificação da equação da conservação da energia para representar somente os efeitos do sub-processo  $k$ .

Para exemplificar o procedimento supracitado, toma-se o caso isentrópico, representado pelo índice  $s$ . Neste caso, não há transferência de massa ou calor através do volume de controle do gás durante a expansão e, desta maneira, a equação da conservação da energia característica para o processo isentrópico para um gás real é dada por:

$$\frac{dT_G^s}{dt} = \frac{-T_G^s}{m_G^s c_{v,G}^s} \left[ \frac{\partial p_G^s}{\partial T_G^s} \bigg|_v \left( \frac{d\forall_{CIL}}{dt} \right) \right] \quad (6.102)$$

A massa e volume iniciais de gás no cilindro para todos os sub-processos  $k$  é igual, sendo igual à massa existente no volume morto da câmara de compressão. Desta maneira, para o caso isentrópico, onde não há variação de massa durante a expansão, determina-se o volume específico característico  $v_G^s$  ao longo de todo processo. Finalmente, calcula-se a pressão média instantânea característica  $p_G^s = f(T_G^s, v_G^s)$  do gás, utilizando-se a equação de estado do fluido refrigerante para cada estado definido pelo volume específico e temperatura característicos do processo isentrópico. No momento em que esta pressão for igual à pressão de sucção, o volume instantâneo da câmara de compressão é definido como sendo o volume final da expansão isentrópica  $\forall_s$ .

De modo semelhante ao que é feito para o caso isentrópico, a expansão para os sub-processos restantes pode ser representada pela respectiva equação da conservação da energia característica (6.103). As constantes  $C_1^k$  e  $C_2^k$ , mostradas na Tabela 6.3 são obtidas através da análise da conservação da energia para o processo real.

$$\frac{dT_G^k}{dt} = \frac{1}{m_G^k c_{v,G}^k} \left\{ C_1^k - T_G^k \left[ \frac{\partial p_G^k}{\partial T_G^k} \bigg|_v \left( \frac{d\forall_{CIL}}{dt} \right) - v_G^k C_2^k \right] \right\} \quad (6.103)$$

Diferente do caso isentrópico, durante alguns dos sub-processos, ocorre a entrada ou saída de massa da câmara de compressão. Para que tal efeito seja representado na equação da energia característica do processo, descreve-se a variação da massa característica  $m_G^k$  através de (6.104). Sendo as constantes  $C_3^k$  apresentadas na Tabela 6.4.

$$\frac{dm_G^k}{dt} = C_3^k \quad (6.104)$$

Tabela 6.3. Constantes para a equação da conservação da energia característica de cada sub-processo (6.103).

Fenômeno	$k$	$C_1^k$	$C_2^k$
Transferência de calor pela parede do cilindro	$qw$	$\dot{Q}_w$	0
Massa descarregada pela válvula após PMS	$md$	0	$-\dot{m}_{des}^i$
Refluxo pela válvula de descarga após PMS	$mr$	0	$\dot{m}_{des,r}^i$
Vazamento pela folga pistão/cilindro	$mf$	$\dot{m}_{fol}^i (h_{IE} - h_G)$ se $\dot{m}_{fol}^i > 0$ 0 se $\dot{m}_{fol}^i < 0$	$-\dot{m}_{fol}^i$
Transferência de calor por evaporação de líquido	$ql$	$-\dot{Q}_G + \dot{m}_{ev}^i (h_{G,sat} - h_G)$	0
Geração de massa de vapor por evaporação de líquido	$ml$	0	$\dot{m}_{ev}^i$

Tabela 6.4. Constantes para a equação da conservação da massa característica de cada sub-processo (6.104).

Fenômeno	$k$	$C_3^k$
Transferência de calor pela parede do cilindro	$qw$	0
Massa descarregada pela válvula após PMS	$md$	$-\dot{m}_{des}^i$
Refluxo pela válvula de descarga após PMS	$mr$	$+\dot{m}_{des,r}^i$
Vazamento pela folga pistão/cilindro	$mf$	$-\dot{m}_{fol}^i$
Transferência de calor por evaporação de líquido	$ql$	0
Geração de massa de vapor por evaporação de líquido	$ml$	$+\dot{m}_{ev}^i$

O procedimento para solução dos estados termodinâmicos de cada processo é análogo ao que foi executado para o caso isentrópico até que a pressão de sucção seja alcançada. De posse do valor do volume final, calcula-se o desvio em relação ao caso isentrópico  $\Delta \nabla_k$  dado pela expressão (6.105).

$$\Delta \nabla_k = \nabla_s - \nabla_k \quad (6.105)$$

Pode-se então definir o volume deslocado da câmara de compressão durante o processo de sucção conforme apresenta a expressão (6.106).

$$\Delta \nabla_r = \Delta \nabla_{sw}^{c=0} - \Delta \nabla_s - \sum \Delta \nabla_k - \Delta \nabla_a \quad (6.106)$$

O termo  $\Delta \nabla_a$  é o termo referente à variação do volume que ocorre durante o atraso na abertura da válvula de sucção devido à sua dinâmica. Esse termo existe quando as forças de pressão atuantes sobre a válvula não são suficientes para abri-la, diminuindo o tempo em que ocorre a entrada de massa pelo orifício de sucção.

De posse do termo para  $\Delta \nabla_r$ , retorna-se à expressão para o rendimento volumétrico secundário definido na equação (6.99), obtendo-se:

$$\eta_{v,v} = \frac{\Delta \nabla_R}{\Delta \nabla_{sw}^{c=0}} = 1 - \frac{\Delta \nabla_s}{\Delta \nabla_{sw}^{c=0}} - \sum \frac{\Delta \nabla_k}{\Delta \nabla_{sw}^{c=0}} - \frac{\Delta \nabla_a}{\Delta \nabla_{sw}^{c=0}} \quad (6.107)$$

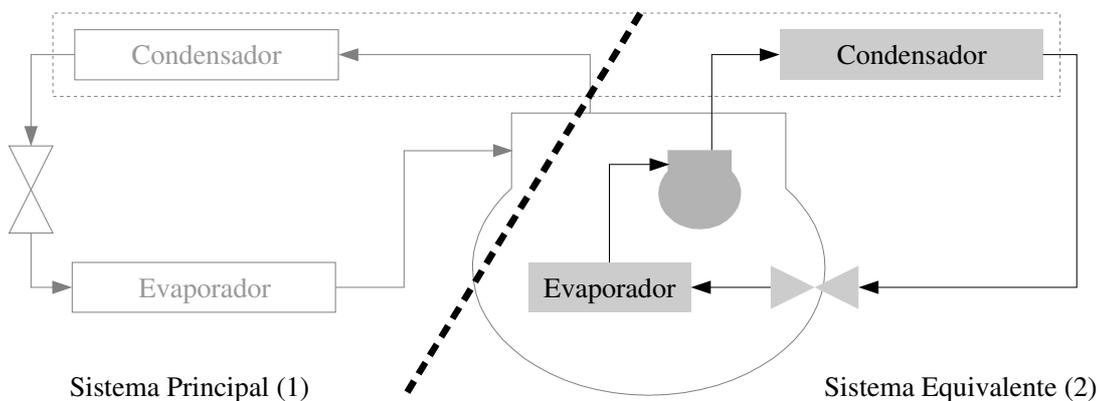
O rendimento volumétrico secundário é, portanto, representado por três parâmetros. O primeiro termo, definido como  $P_{v,v}^s$ , representa a perda adimensional de rendimento em virtude da presença do volume morto. Ou seja, mesmo que não exista nenhum processo de transferência de calor ou massa durante o processo de expansão, o volume final do processo de expansão é maior que  $\nabla_{morto}$  e, portanto, leva a um atraso na abertura da válvula de sucção, com uma conseqüente redução de capacidade em relação ao caso ideal. O termo do somatório,  $P_{v,v}^k$ , responde pelas perdas associadas aos processos de transferência de calor e massa durante a expansão e usualmente tem comportamento negativo para a capacidade do compressor. O último termo  $P_{v,v}^a$  é a perda adimensional referente ao atraso da abertura da válvula de sucção em função da sua dinâmica.

### 6.6.3. Sistema de Refrigeração Equivalente

A última análise auxiliar desenvolvida neste trabalho é vinculada à atomização de líquido na câmara de compressão. A proposta é modelar o processo de resfriamento evaporativo como um sistema de refrigeração que se fosse virtualmente aplicado ao compressor resultaria no mesmo efeito térmico.

Qualquer sistema utilizado para refrigeração pode ser caracterizado por sua capacidade de refrigeração e pela potência consumida para uma dada condição de funcionamento. Desta maneira, sua avaliação, pode ser realizada de forma direta pelo coeficiente de performance. Avalia-se, portanto, uma forma de estabelecer a capacidade  $\dot{Q}_2$  e o consumo equivalente  $\dot{W}_2$

do sistema de resfriamento evaporativo, oferecido pela injeção de refrigerante líquido, permitindo a obtenção de seu coeficiente de performance termodinâmico  $COP_{PV,2}$ .



**Figura 6.28.** Esquema do sistema de refrigeração equivalente por evaporação.

A Figura 6.28 apresenta uma representação de como ficaria o sistema de refrigeração equivalente ao processo de resfriamento evaporativo mostrado na Figura 6.18. Inicialmente, pode-se pensar que uma parte do condensador do sistema real é utilizada para rejeitar o calor do vapor formado no interior da câmara de compressão. O líquido obtido na saída deste condensador é injetado através do bico atomizador posicionado na parede do cilindro, equipamento que funcionaria analogamente ao dispositivo de expansão do sistema principal. Finalmente, o fluido evapora absorvendo calor e, posteriormente, é comprimido no interior da câmara de compressão, podendo ser pensados como o evaporador e o compressor do sistema equivalente.

O ponto de partida desta análise é a forma como este sistema equivalente opera. O fluido refrigerante é atomizado na fase líquida na câmara de compressão devido à diferença de pressão existente entre a saída do condensador e a câmara de compressão. No interior da câmara, entra em contato direto com o gás e passa a evaporar, retirando calor durante o processo. No entanto, uma vez no estado de vapor, o refrigerante passa a ser comprimido através do dispêndio de trabalho do próprio compressor. Este trabalho não resulta em capacidade de refrigeração efetiva, ou seja, o vapor formado no interior da câmara de compressão não passa pelo evaporador do sistema de refrigeração principal, circulando somente entre o condensador e a câmara de compressão.

Portanto, pode-se imaginar duas porções de fluido refrigerante circulando no sistema de refrigeração. Uma porção, definida como fluido de trabalho principal, é efetivamente utilizada para refrigeração de determinado ambiente, caracterizada pelo sub-índice “1”. A segunda porção refere-se ao fluido que circula no sistema de refrigeração equivalente, circulando somente entre o compressor e o condensador do sistema real. O fluido de trabalho

do sistema equivalente será assinalado pelo sub-índice “2” e representa tanto o líquido como o vapor resultante do processo de evaporação deste líquido. Assim, em um dado momento, a massa total no interior da câmara de compressão pode ser calculada por:

$$m^i = m_{G,1}^i + (m_{G,2}^i + m_{L,2}^i) \quad (6.108)$$

A fração de massa de gás instantânea do sistema equivalente é dada por:

$$x_{G,2} = \frac{m_{G,2}^i}{m^i} \quad (6.109)$$

Como o fluido do sistema equivalente não passa pelo evaporador do sistema de refrigeração principal, a conservação da massa aplicada ao vapor dos fluidos principal e secundário resulta nas expressões (6.110) e (6.111), respectivamente.

$$\frac{dm_{G,1}^i}{dt} = \dot{m}_{suc}^i + \dot{m}_{des,r}^i - (\dot{m}_{suc,r}^i + \dot{m}_{des}^i + \dot{m}_{fol}^i)(1 - x_{G,2}) \quad (6.110)$$

$$\frac{dm_{G,2}^i}{dt} = \dot{m}_{ev}^i - (\dot{m}_{suc,r}^i + \dot{m}_{des}^i + \dot{m}_{fol}^i)x_{G,2} \quad (6.111)$$

De posse da massa instantânea de cada sistema, pode-se definir a potência consumida instantaneamente pelo vapor, de acordo com a massa de gás de cada fluido, da seguinte forma:

$$\dot{W}_{ind}^i = (1 - x_{G,2})\dot{W}_{ind}^i + x_{G,2}\dot{W}_{ind}^i = \dot{W}_{ind,1} + \dot{W}_{ind,2} \quad (6.112)$$

A capacidade do sistema de refrigeração equivalente é dada pela parcela de calor removido durante a compressão de gás do sistema principal tanto na forma latente como sensível:

$$\dot{Q}_{evap,2} = [\dot{Q}_G - \dot{m}_{evap}(h_{G,sat} - h_G)](1 - x_{G,2}) \quad (6.113)$$

A capacidade de refrigeração do sistema principal é exatamente igual àquela que o sistema de refrigeração retira do ambiente sendo refrigerado, ou seja:

$$\dot{Q}_{evap,1} = \dot{Q}_{evap} \quad (6.114)$$

Assim, o coeficiente de performance termodinâmico dos dois sistemas é dado pela expressão (6.115), onde  $j$  é o sub-índice do respectivo sistema.

$$COP_{PV,j} = \frac{\dot{Q}_{evap,j}}{\dot{W}_{ind,j}} \quad (6.115)$$



## ***7. Resultados***

Nos capítulos 3 e 4 do presente trabalho foi implementada a Metodologia Híbrida (MH) e desenvolvida a Metodologia de Fluxo Médio (MFM) para simular o comportamento térmico do compressor em diversas condições de funcionamento. Ambas as metodologias oferecem determinadas qualidades na previsão das características térmicas, no entanto era necessário definir aquela que mais se adequava ao compressor estudado. No capítulo 5, as duas metodologias foram comparadas a dados experimentais, onde ficou evidenciado que a MH tem mais capacidade em reproduzir o comportamento térmico do compressor.

Já no capítulo 6, foram desenvolvidos diversos modelos matemáticos que representam o efeito térmico das alternativas propostas para o gerenciamento térmico do compressor estudado. Estes modelos, os quais visam diferentes objetivos em termos de transferência de calor, foram incorporados à Metodologia Híbrida e, no presente capítulo, serão apresentados os resultados obtidos, bem como algumas discussões sobre estes resultados. Além disso, sempre que possível, serão utilizados os parâmetros de análise mostrados na seção 6.6 para elucidar as origens ou causas dos efeitos termodinâmicos oriundos destas alternativas.

### **7.1. Caso Base e Caso Referência**

Um compressor de refrigeração doméstica leva entre 20 a 45 minutos para que o perfil térmico dos componentes sólidos alcance o regime permanente. Ao final dos 10 minutos de teste, no entanto, a temperatura na superfície externa da carcaça do compressor testado apresentava uma forte tendência a ultrapassar 100°C junto ao motor elétrico. Conforme citado no capítulo 5, foi necessária a utilização de um ventilador para que a temperatura média no motor ficasse abaixo da temperatura limite de operação indicada pelo fabricante.

No intuito de avaliar o perfil térmico do compressor caso o regime permanente fosse alcançado sem a utilização de um ventilador, foi proposta na seção 6.1, a simulação de um caso no qual o compressor é posicionado na horizontal e submetido externamente às condições convencionais de teste calorimétrico. A transferência de calor para este caso, denominado referência, é caracterizada por um processo de convecção mista, sendo modelada através de correlações da literatura, e por radiação. Os resultados para o caso referência são então comparados aos do caso base, o qual representa a situação experimental, no qual o

compressor quando é orientado verticalmente e submetido externamente à convecção forçada e radiação. As Figuras 7.1 e 7.2 apresentam, respectivamente, os campos de temperatura da superfície externa da carcaça e dos componentes internos do compressor para estas duas condições de operação. Visualmente, percebe-se que os maiores aumentos de temperatura ocorrem na região do *kit* mecânico, tanto na região externa quanto nos componentes internos do compressor. Por outro lado, o motor elétrico apresentou pouca variação, fato que indica que o aumento da resistência térmica à dissipação de calor ocorreu de maneira mais intensa na região da carcaça sobre o *kit* mecânico.

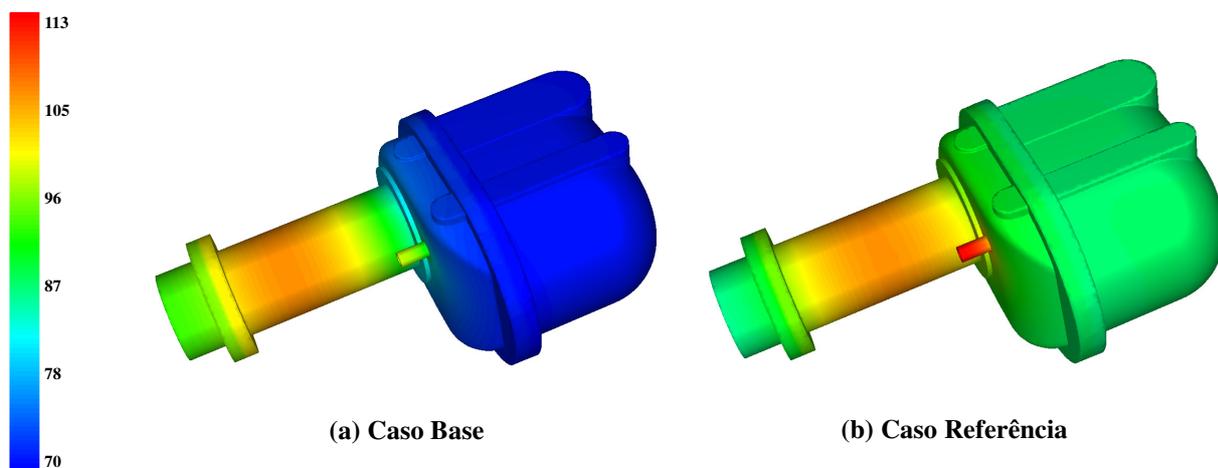


Figura 7.1. Perfil térmico (°C) sobre a superfície externa da carcaça do compressor nas condições base e referência.

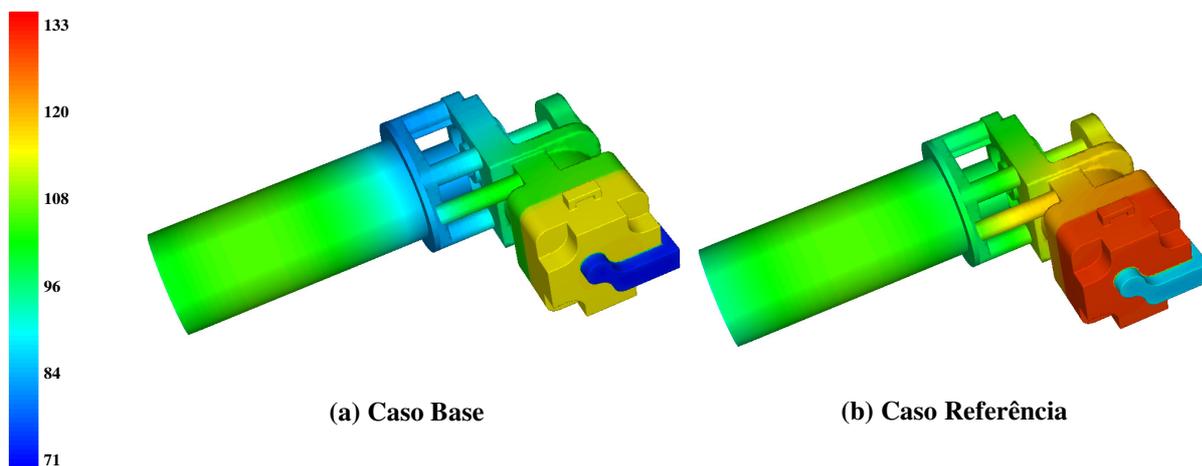


Figura 7.2. Perfil térmico (°C) dos componentes internos do compressor nas condições base e referência.

A Tabela 7.1 complementa a comparação, apresentando os valores médios de temperatura sobre as superfícies de algumas regiões do compressor. Estes valores tiveram uma variação entre 17,3 %, na superfície interna da tampa –  $T_{des}$  –, e 19,6 %, na região da carcaça sobre o *kit* mecânico. Comportamento distinto foi percebido na região do motor

elétrico, a qual teve um aumento de somente 2,6 %, fato que reforça a hipótese que assume pequeno aumento da resistência térmica nesta região.

**Tabela 7.1. Perfil de temperatura do compressor no caso base e no caso referência.**

<b>Temperaturas</b>	<b>Base</b>	<b>Referência</b>	<b>Varição [%]</b>
$T_{suc}$	79,7	95,6	+ 17,3
$T_{des}$	123,8	136,5	+ 13,8
$T_{ai}$	76,7	91,8	+ 16,4
$T_{bun}$	103,7	118,7	+ 16,3
$T_{CIL}$	104,9	121,8	+ 18,4
$T_{car}$	69,7	87,7	+ 19,6
$T_{mot}$	98,1	100,5	+ 2,6

Para auxiliar a elucidação deste comportamento térmico, a Tabela 7.2 apresenta os valores médios dos coeficientes de transferência de calor sobre a região da carcaça,  $H_{ext}$ . Conforme proposto nos capítulos anteriores, esta região foi separada em duas superfícies menores com coeficientes de transferência de calor distintos. A primeira localiza-se sobre o motor elétrico,  $H_{mot}$ , e a segunda,  $H_{car}$ , representa a região da carcaça sobre o *kit* mecânico.

Conforme pode ser percebido na tabela supracitada, de acordo com as correlações utilizadas para modelar cada caso simulado, o coeficiente  $H_{car}$  teve uma redução de 48,3 %, levando ao aumento de temperatura no *kit* mecânico observado anteriormente. Por outro lado, o coeficiente de transferência de calor do motor apresentou aumento de 36,2 %. O efeito total sobre a região externa do compressor foi uma redução de 34,0 % o que reforça o fato de que a área de troca da carcaça na região do *kit* tem grande importância sobre o calor total dissipado externamente pelo compressor.

**Tabela 7.2. Coeficientes médios de transferência de calor do compressor.**

<b>Caso</b>	<b>Base</b>	<b>Referência</b>	<b>Varição [%]</b>
$H_{car}$	24,9	12,7	-48,3
$H_{mot}$	11,0	15,0	36,2
$H_{ext}$	<b>20,5</b>	<b>13,5</b>	<b>-34,0</b>

O comportamento aparentemente anômalo do coeficiente de transferência de calor do motor é consequência de uma hipótese tomada durante a confecção do modelo para o caso base. Conforme apresentado no capítulo 5, o valor do coeficiente de transferência de calor externo do compressor foi obtido a partir de um balanço de energia global do compressor. No entanto, durante a etapa de calibração da Metodologia Híbrida, a temperatura média do motor,

resultante da adoção do coeficiente  $H_{ext}$  obtido a partir do balanço global, resultava em valores de temperatura inferiores aos que eram observados experimentalmente. Como o compressor estava disposto na vertical, com a região do motor localizada sobre o *kit* mecânico, assumiu-se que a pluma térmica formada pelo aquecimento do ar ao passar pela parte de baixo da carcaça, cria uma restrição à dissipação do calor gerado no motor elétrico. Esta restrição foi representada pela redução do coeficiente de transferência de calor local, obtendo-se o valor de  $11 \text{ W/m}^2\text{-K}$  para  $H_{mot}$ . Quando o compressor é disposto na horizontal, no caso referência, este efeito deixa de existir, fazendo com que o valor deste coeficiente aumente para  $15 \text{ W/m}^2\text{-K}$ .

A variação de temperatura do compressor observada entre os dois casos afeta de maneira efetiva o desempenho do compressor. Conforme mostra a Tabela 7.3, o parâmetro mais afetado é a capacidade de refrigeração, a qual sofre uma redução de 4,9% quando o caso referência é simulado. Na verdade, este é um efeito direto da redução da vazão de gás fornecida pelo compressor, uma vez que o efeito refrigerante específico é uma propriedade do gás mantido na mesma condição referência nos dois casos analisados.

**Tabela 7.3. Resultados do coeficiente de performance do compressor.**

Caso	Base	Referência	Variação [%]
Capacidade [W]	110,1	105,2	-4,5
Consumo [W]	109,0	109,9	+0,1
<b><i>COP</i> [W/W]</b>	<b>1,010</b>	<b>0,957</b>	<b>-5,2</b>

Para auxiliar a compreensão deste fenômeno, analisa-se a variação do rendimento volumétrico do compressor, parâmetro diretamente relacionado à vazão do compressor. Conforme é apresentado na Tabela 7.4, o rendimento volumétrico do compressor foi reduzido em 4,5 % quando o caso referência foi avaliado. A capacidade de refrigeração que, para um compressor ideal submetido às mesmas condições de funcionamento seria de 257,7 W, sofre uma redução de 147,6 W no caso base e de 152,5 W no caso referência. Estas perdas estão associadas às irreversibilidades que ocorrem durante o ciclo de compressão, propostas na seção 6.6.2. Nos casos avaliados, as irreversibilidades mais representativas são aquelas que ocorrem pelo superaquecimento do gás até alcançar a câmara de sucção e pelo subprocesso que representa a expansão adiabática do gás residual no volume morto, as quais totalizam 83,6% e 84,3% da perda total nos casos base e referência, respectivamente. É importante ressaltar que o modelo para a câmara de compressão considera, durante todo o ciclo, que calor é trocado entre o gás no interior do cilindro e as paredes do mesmo. Assim, por expansão adiabática, refere-se a um dos subprocessos característicos, nos quais o processo de expansão

foi separado durante o procedimento de desacoplamento do rendimento volumétrico proposto na seção 6.6.2.

Tabela 7.4. Variação da capacidade de refrigeração e perdas associadas.

Caso	Base	Referência	Variação [%]
Capacidade [W]	110,1	105,2	-4,5
Rendimento Volumétrico [%]	42,7	40,8	-4,5
Perdas Totais [W]	-147,6	-152,5	+3,3
Superaquecimento Sucção [W]	-33,8	-43,6	+29,0
Volume Morto [W]	-89,7	-85,0	-5,2

A perda por superaquecimento aumenta em 9,9 W no caso referência, sendo consequência direta da elevação da temperatura do gás na câmara de sucção. No entanto, a perda de capacidade devido à reexpansão do gás residual no volume morto é 4,7 W menor que no caso base, o que faz com que a redução total de capacidade seja de 4,8 W. A variação da perda por reexpansão do gás que fica no volume morto é causada pelo comportamento da temperatura instantânea do gás durante o processo de compressão, conforme mostra a Figura 7.3.

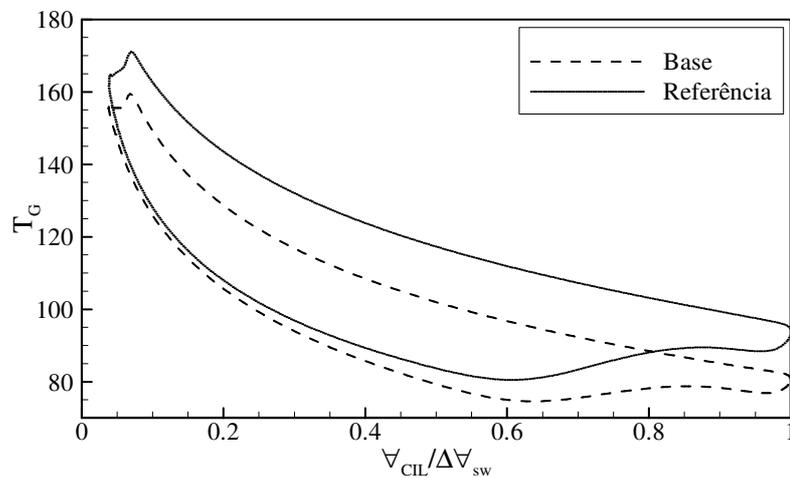


Figura 7.3. Diagrama  $T_G - V_{CIL}$  para os ciclos de compressão dos casos bases e referência.

A temperatura do gás no início da expansão é maior no caso referência e a curva de pressão instantânea sofre poucas alterações, conforme mostra a Figura 7.4a. Conseqüentemente, o gás residual que permanece no volume morto tem sua massa específica reduzida no caso referência. Como o volume morto não varia nos dois casos, uma quantidade menor de massa é reexpandida no caso referência e assim, a taxa com a qual a pressão cai é maior. Desta forma, conforme mostra o detalhe do diagrama  $p - V$  apresentado na Figura 7.4b,

a pressão do gás no interior do cilindro atinge mais rapidamente a pressão de sucção, adiantando o momento de abertura da válvula de sucção. Entretanto, mesmo com um aumento do tempo em que a válvula de sucção permanece aberta, a massa específica do gás que entra na câmara de compressão é menor no caso referência, fazendo com que a massa bombeada seja reduzida.

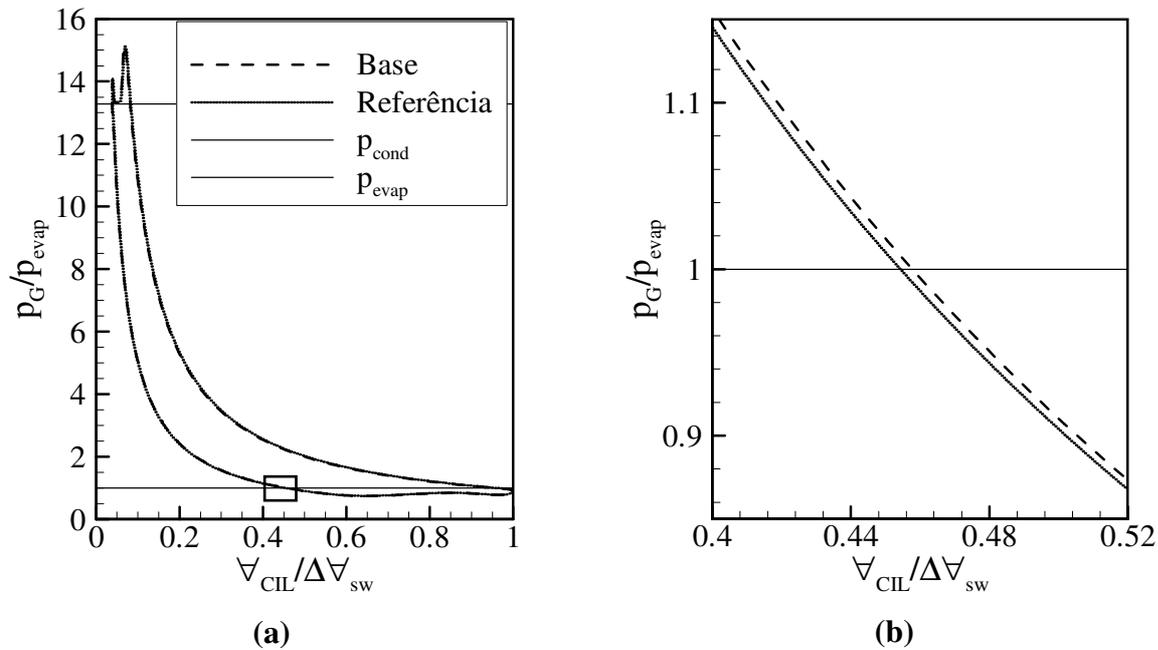


Figura 7.4. Diagrama  $p$ - $V$  com detalhe no início do processo de sucção.

Desta maneira, percebe-se que se o compressor fosse colocado a operar sem ventilação, seu coeficiente de desempenho teria uma queda de aproximadamente 5%, causado em grande parte pela elevação dos níveis de temperatura na região do *kit* mecânico. Contudo, não seriam esperadas elevações de temperatura de mesma magnitude no motor elétrico.

## 7.2. Aletas Anulares

Apesar disto, mesmo desconsiderando possíveis incertezas dos resultados numéricos ou experimentais, o valor de temperatura do motor é muito próximo do admissível para o funcionamento do motor elétrico. Desta maneira, propôs-se a utilização de um perfil aletado com uma possível forma de reduzir a resistência térmica na superfície do motor e permitir que menores patamares de temperatura sejam alcançados.

Através da utilização dos modelos propostos na seção 6.2, avaliaram-se as quatro condições listadas a seguir:

- *REF* : Motor sem aletas, considerando convecção mista e radiação;
- *CAN* : Motor com aletas, considerando convecção natural e radiação;
- *SAF* : Motor sem aletas, considerando convecção forçada e radiação;
- *CAF* : Motor com aletas, considerando convecção forçada e radiação.

É conveniente relembrar algumas das hipóteses adotadas anteriormente: (i) nos casos onde as aletas anulares estão presentes, somente o motor elétrico é aletado; (ii) conforme citado na seção 6.3.2, no caso “CAN” assume-se que somente convecção natural e radiação esteja atuando no perfil aletado; (iii) nos casos “CAN” e “CAF”, considera-se somente a área da região cilíndrica (desconsidera-se a região da superfície estendida) para o cálculo da transferência de calor por radiação. Os resultados de temperatura do compressor nas quatro configurações supracitadas são apresentados na Figura 7.5.

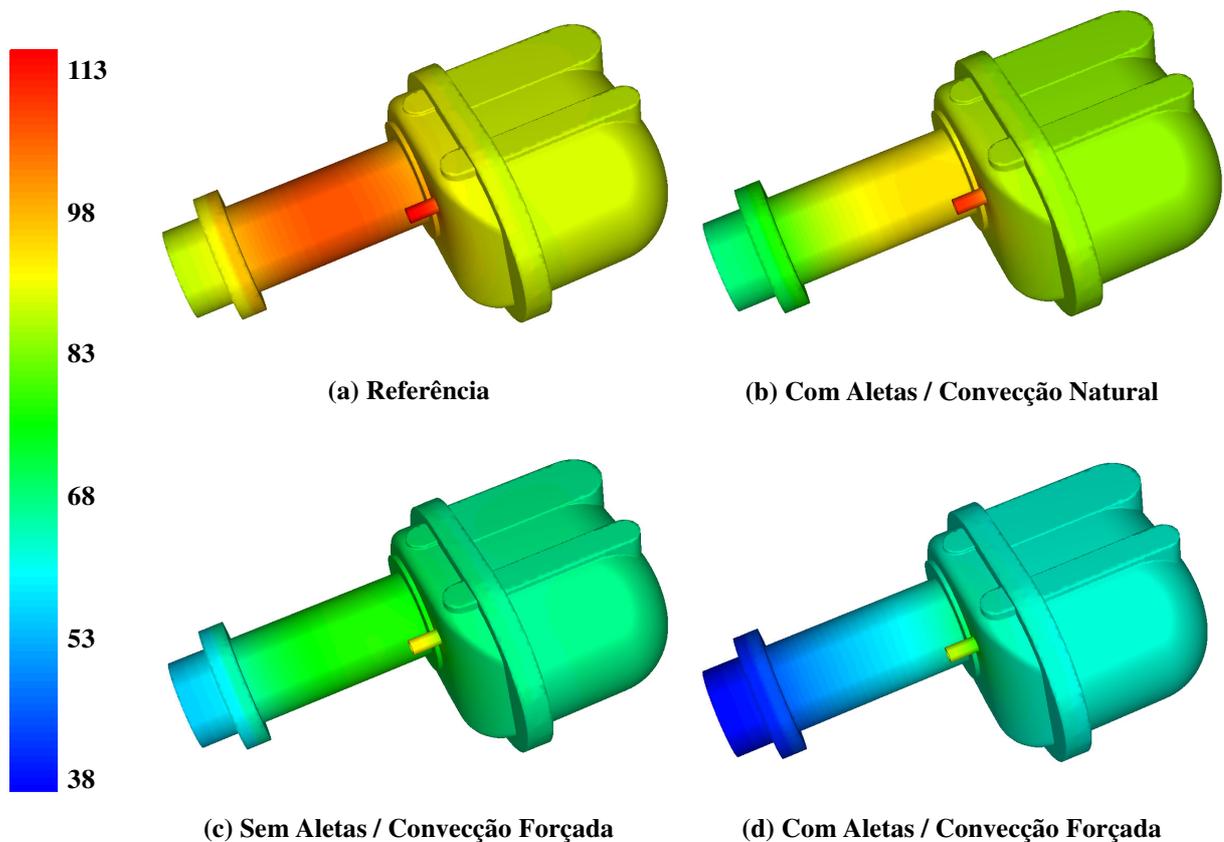


Figura 7.5. Perfil térmico (°C) do compressor nas quatro condições de convecção externa avaliadas.

Visualmente, percebe-se que as maiores variações de temperatura ocorrem nos casos onde ventilação forçada é utilizada, entretanto, salienta-se que a região do motor elétrico apresentou redução de temperatura em todas as situações avaliadas. Os valores médios das temperaturas das câmaras e de alguns componentes do compressor são apresentados nas Tabelas 7.5 e 7.6, onde são comparados aos resultados oferecidos pelo compressor na situação referência.

**Tabela 7.5. Perfil de temperatura do compressor nos casos referência (REF) e com a presença de aletas em regime de convecção natural (CAN).**

Região \ Caso	REF		CAN	
	$T$ [°C]	Var [%]	$T$ [°C]	Var [%]
$T_{suc}$	95,6	-	91,8	-3,6
$T_{des}$	136,5	-	132,8	-3,5
$T_{ai}$	91,8	-	88,2	-3,4
$T_{bun}$	118,7	-	114,9	-3,6
$T_{CIL}$	121,8	-	118,0	-3,6
$T_{car}$	87,7	-	84,4	-3,2
$T_{mot}$	100,5	-	86,9	-13,0

**Tabela 7.6. Perfil de temperatura do compressor nos casos com convecção forçada sem (SAF) e com a presença de aletas (CAF).**

Região \ Caso	SAF		CAF	
	$T$ [°C]	Var [%]	$T$ [°C]	Var [%]
$T_{suc}$	74,7	-20,0	70,0	-24,5
$T_{des}$	116,6	-19,0	112,1	-23,4
$T_{ai}$	71,9	-19,0	67,3	-23,4
$T_{bun}$	98,4	-19,4	93,6	-24,0
$T_{CIL}$	101,6	-19,3	96,7	-24,0
$T_{car}$	66,7	-20,1	62,6	-24,0
$T_{mot}$	72,4	-26,9	55,5	-43,1

A redução de temperatura no motor em todos os casos foi considerável, sendo que, na pior situação (CAN), alcançou a temperatura média de 86,9°C. Vale ressaltar que o modelo para o coeficiente de transferência de calor na superfície estendida subestima a taxa de transferência de calor e, espera-se, portanto, que maiores reduções possam ser atingidas mediante a utilização de aletas na região do motor.

Deve-se ter em mente que dois efeitos estão sendo analisados em conjunto: a presença de aletas e a utilização de convecção forçada. Neste sentido, percebe-se que as maiores reduções de temperatura ocorreram nos casos onde o compressor foi submetido à convecção

forçada. Conforme apresenta a Tabela 7.7, esse fato é decorrência do aumento do coeficiente de transferência de calor na região da carcaça do *kit*,  $H_{car}$ , que nos dois casos com ventilação forçada, *SAF* e *CAF*, aumentou em 100%. Globalmente, essa região da carcaça representa 68% da área externa do compressor, tendo maior influência no perfil térmico global do compressor.

Outro dado que reforça a grande influência da carcaça na região do *kit* mecânico é ressaltado quando se compara o calor total dissipado pela carcaça nos casos *SAF* e *CAF* ao caso referência, *REF*. O aumento do coeficiente de transferência de calor no caso *SAF* foi de 112%, enquanto que no caso *CAF* foi de 445%, no entanto, o aumento de taxa de calor dissipada globalmente pela carcaça nos casos *SAF* e *CAF* foi, respectivamente, 27% e 32%. Conclui-se, portanto, que apesar do aumento expressivo nos coeficientes de calor na região do motor levar diretamente à redução da temperatura média do motor, este comportamento não ocasiona aumentos da mesma ordem de magnitude na transferência de calor do global do compressor, uma vez que a temperatura média da superfície é reduzida.

Tabela 7.7. Transferência externa de calor do compressor.

Caso	<i>REF</i>	<i>CAN</i>	<i>SAF</i>	<i>CAF</i>
$H_{car}$ [W/m <sup>2</sup> -K]	12,9	12,7	25,8	25,8
$H_{mot}$ [W/m <sup>2</sup> -K]	15,0	23,9	31,8	81,8
$H_{ext}$ [W/m <sup>2</sup> -K]	<b>13,5</b>	<b>16,3</b>	<b>27,7</b>	<b>43,5</b>
$Q_{ext}$ [W]	<b>60,1</b>	<b>66,4</b>	<b>76,3</b>	<b>79,3</b>

A modificação do perfil térmico do compressor afeta seu desempenho, principalmente pela variação do superaquecimento do gás na câmara de sucção, decorrente da taxa de transferência de calor que o gás recebe antes de sofrer o processo de compressão. De maneira simplificada, esse calor pode ser calculado através da diferença entre a taxa de calor transferida pelas fontes quentes e aquela que é rejeitada pela carcaça. Para tal, consideram-se como regiões quentes o sistema de descarga (câmara de descarga e *bundy*), o motor e os mancais.

Como o motor e o ambiente interno são parcialmente isolados, devido à sua disposição geométrica, a diferença entre o calor gerado no motor elétrico,  $\dot{Q}_{mot}$ , e o calor dissipado através da carcaça do motor,  $\dot{Q}_{car,mot}$ , resulta na taxa de transferência  $\Delta\dot{Q}_{mot}$  que é entregue ao ambiente interno do compressor e ao *kit* mecânico. Conforme mostra a Tabela 7.8, na situação referência, 18,7 % do calor gerado no motor elétrico é repassado ao *kit*. No caso onde são

utilizadas aletas com convecção natural ou no caso sem aletas e com convecção forçada esse valor é reduzido sensivelmente, enquanto que no caso *CAF*, a carcaça do motor passa a auxiliar na remoção de calor do *kit* mecânico.

Tabela 7.8. Taxas de transferência de calor [W] entre fontes e sumidouros de calor no compressor.

Caso	REF	CAN	SAF	CAF
$\dot{Q}_{mot}$	28,0	28,0	28,0	28,0
$\dot{Q}_{car,mot}$	-22,7	-27,8	-26,8	-36,2
$\Delta\dot{Q}_{mot}$	5,2	0,2	1,2	-8,3
$\dot{Q}_{des}$	38,9	39,1	39,7	39,6
$\dot{Q}_{man}$	28,8	28,8	28,8	28,8
$\dot{Q}_{car,kit}$	-41,5	-38,6	-49,5	-43,1
$\dot{Q}_{saq}$	31,4	29,4	20,1	17,1

A taxa de transferência de calor à região de sucção  $\dot{Q}_{saq}$  é calculada de acordo com a expressão (6.1) e a maior variação desta taxa ocorre quando o compressor é submetido à convecção forçada, nos casos *SAF* e *CAF*, o que reforça a consideração de que a carcaça do *kit* é o principal componente responsável pelo aumento do desempenho do compressor conforme apresenta a Tabela 7.9.

$$\dot{Q}_{saq} = \Delta\dot{Q}_{mot} + \dot{Q}_{des} + \dot{Q}_{man} - \dot{Q}_{car,kit} \quad (7.1)$$

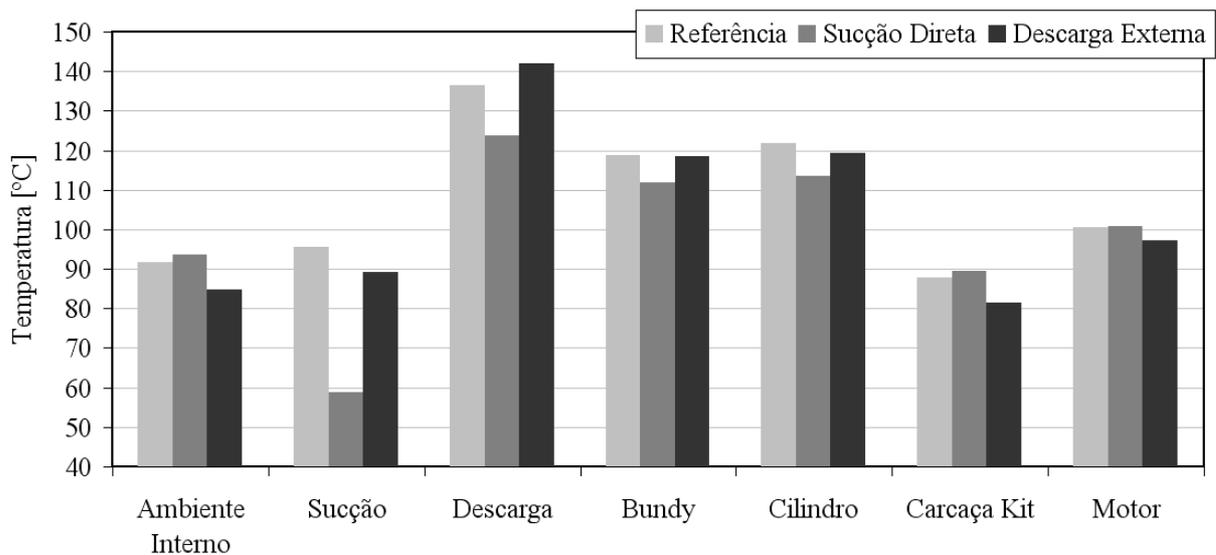
Tabela 7.9. Desempenho do sistema de refrigeração utilizando as diversas configurações do compressor.

Caso	REF	CAN	SAF	CAF
Capacidade [W]	105,2	106,1	110,7	112,0
Consumo [W]	109,9	109,9	109,9	109,8
COP [W/W]	<b>0,957</b>	<b>0,965</b>	<b>1,007</b>	<b>1,019</b>

Finalmente, conclui-se que apesar de satisfazer totalmente a necessidade inicial de reduzir os níveis de temperatura do motor a níveis assumidos como adequados, o uso de aletas deveria ser reavaliado. Na realidade, um potencial maior de troca poderia ser atingido se as mesmas fossem posicionadas sobre a região da carcaça que envolve o *kit* mecânico. Deve-se considerar, no entanto, questões como transporte do compressor e ruído gerado pelo seu funcionamento, as quais podem ter seu comportamento prejudicado pela disposição das aletas.

### 7.3. Alterações Geométricas

Além das alterações quanto à disposição espacial do compressor e quanto à utilização de um perfil aletado na região do motor, foram propostas alterações geométricas no interior do compressor. As duas alternativas descritas no Capítulo 6 atuam de forma diferente sobre o compressor. Enquanto a utilização da sucção direta reduz o superaquecimento, evitando a entrada de gás quente na câmara de sucção, a descarga externa evita a dissipação de calor para o interior do compressor. O modelo desenvolvido neste trabalho foi aplicado para investigar essas duas situações e os perfis de temperatura resultantes, mostrados na Figura 7.6, são comparados ao caso referência. Esta figura auxiliará ao longo da presente seção no esclarecimento de possíveis motivos que levaram às alterações de desempenho oferecidas pelas alternativas avaliadas.



**Figura 7.6. Perfil térmico do compressor mediante a utilização de sucção direta e descarga externa.**

Inicialmente, a observação das perdas de vazão associadas às irreversibilidades durante o ciclo de compressão apresenta alguns dos efeitos causados pela adoção de sucção direta para o compressor. Com este propósito, a Tabela 7.10, mostra que a perda de capacidade associada ao superaquecimento do gás na câmara de sucção é reduzida sensivelmente em relação ao caso referência, consequência direta da redução da temperatura de sucção. No entanto, a parcelas referente ao superaquecimento do gás que entra na câmara de compressão e à reexpansão do gás residual que permanece no volume morto aumentam em relação ao caso referência.

Tabela 7.10. Capacidade de refrigeração e perdas associadas.

Caso	Referência	Sucção Direta
Capacidade [W]	105,2	113,8
Perdas Totais [W]	-152,5	-143,8
Superaquecimento Sucção [W]	-43,6	-19,3
Superaquecimento Cilindro [W]	-13,4	-19,2
Volume Morto [W]	-85,0	-92,9

O aumento destas duas últimas perdas decorre da redução da temperatura instantânea do gás ao longo de todo processo de compressão conforme pode ser percebido na Figura 7.7. A variação das perdas por superaquecimento do gás que entra no cilindro é causada pelo aumento da diferença de temperatura média existente entre a parede do cilindro e a temperatura média do gás durante o processo de sucção. Como consequência, uma maior quantidade de calor é entregue ao gás durante essa etapa do ciclo. O gás, portanto, expande e restringe a entrada de massa adicional oriunda da câmara de sucção, o que reduz sua massa específica aparente na sucção  $\rho_{suc}^*$ . Ressalta-se que a definição de massa específica aparente do gás na sucção foi apresentada em detalhes na seção 6.3.2.

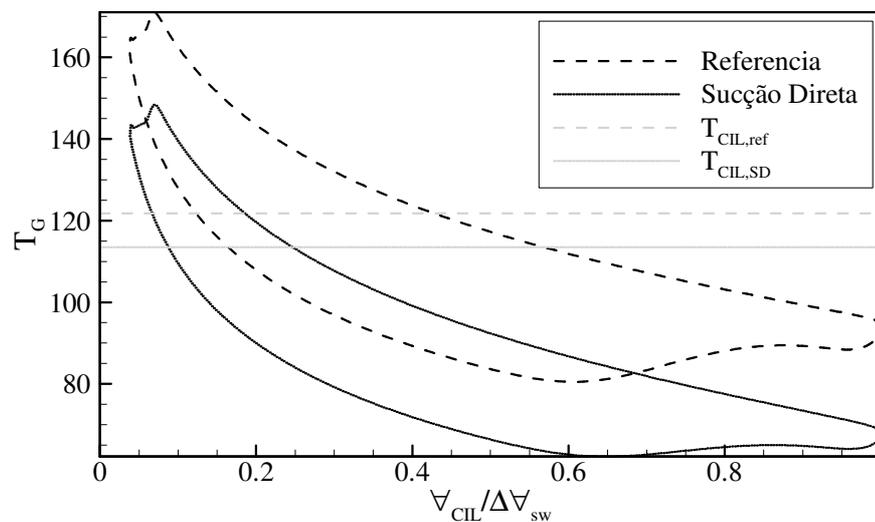


Figura 7.7. Diagrama  $T_G - V_{CIL}$  para a câmara de compressão no caso referência e no caso com sucção direta.

Por sua vez, o aumento da perda associada ao volume morto ocorre pelo mesmo motivo explicado anteriormente na seção 7.1, ou seja, a redução da temperatura média do gás na câmara de compressão quando o pistão está no PMS, aumenta a massa específica do gás, fazendo com que a massa residual no início do processo de expansão seja maior.

Outra ferramenta que pode ser utilizada para auxiliar na compreensão deste resultado é a análise da taxa de transferência de calor ao gás na sucção  $\dot{Q}_{saq}$  mostrada na Tabela 7.11.

Conforme mostrado anteriormente na Figura 7.6, o gás no ambiente interno do compressor tem sua temperatura elevada, pois deixa de entrar em contato com o gás mais frio vindo do passador de sucção. A primeira consequência desse fato é que a diferença de temperatura entre descarga e ambiente interno é reduzida, diminuindo a quantidade de calor dissipada pela descarga. Além disso, a diferença de temperatura média entre carcaça e meio externo é maior, assim como o coeficiente de transferência de calor externo da carcaça, o que aumenta a taxa de rejeição de calor através da mesma. Esses dois fatos somados têm efeito benéfico sobre o desempenho do compressor, pois revertem em um menor superaquecimento na sucção.

**Tabela 7.11. Taxas de transferência de calor entre fontes e sumidouros de calor para o caso referência e nos casos onde se avalia sucção direta e descarga externa.**

<b>Caso</b>	<b>Referência</b>	<b>Sucção Direta</b>	<b>Descarga Externa</b>
$\Delta Q_{mot}$	<b>5,24</b>	<b>5,11</b>	<b>6,45</b>
$Q_{des}$	<b>38,86</b>	<b>28,51</b>	<b>20,03</b>
$Q_{man}$	<b>28,80</b>	<b>28,80</b>	<b>28,80</b>
$Q_{car,kit}$	-41,47	-42,77	-27,58
$Q_{saq.}$	31,43	19,65	27,70

Da mesma maneira ao que ocorre com a sucção direta, no caso em que se utiliza descarga externa, também há uma redução do superaquecimento do gás na sucção. No entanto, o motivo pelo qual isto ocorre tem sua origem em outro aspecto. A razão principal é que, no caso referência, uma parcela do calor que entrava no sistema de sucção era proveniente do sistema de descarga. Como a câmara de descarga passa a rejeitar calor diretamente ao ambiente externo, o calor dissipado pelo sistema de descarga compreende agora somente a parcela referente ao tubo *bundy*, o qual foi mantido no interior do ambiente interno. Desta maneira, apesar da carcaça rejeitar menos calor, decorrência da redução de sua temperatura média, a temperatura de sucção também foi reduzida.

O aumento do rendimento volumétrico de 8,23 % no caso com sucção direta, e de 2,47% para o caso com descarga externa, é refletido diretamente no desempenho do compressor, conforme mostra a Tabela 7.12.

**Tabela 7.12. Variação do desempenho do compressor mediante a utilização das alternativas.**

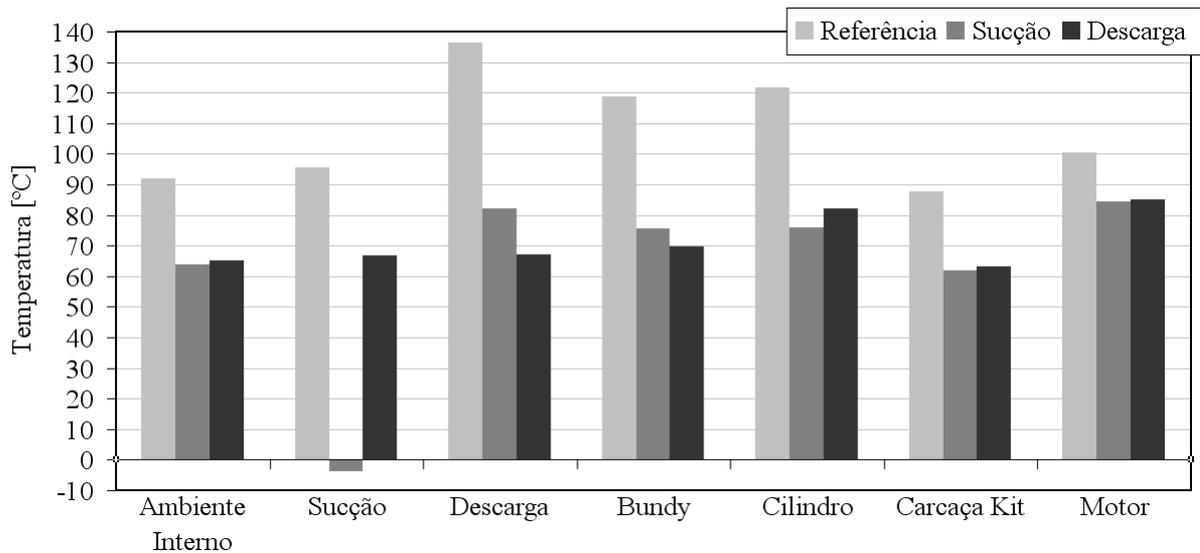
<b>Caso</b>	<b>Referência</b>	<b>Sucção Direta</b>	<b>Descarga Externa</b>
<b>Capacidade [W]</b>	105,2	114,0	106,6
<b>Consumo [W]</b>	109,9	110,0	109,9
<b>COP [W/W]</b>	0,957	1,036	0,970

## 7.4. Injeção de Líquido Refrigerante

A injeção de líquido refrigerante pode ser vista como uma alternativa com grande potencial para a redução das temperaturas dos componentes do compressor. Esse agente ativo do ciclo de refrigeração tem a capacidade de alta remoção de calor sem a necessidade de grandes superfícies de troca, uma vez que calor latente é utilizado para tal. Neste trabalho, esta alternativa foi avaliada na câmara de sucção e na câmara de descarga, pois por estarem em regiões adjacentes à câmara de compressão, seu efeito de resfriamento poderia ser mais significativo.

Injetou-se refrigerante líquido a uma taxa de  $1,483 \times 10^{-4}$  kg/s, o que representa aproximadamente 43,9 % da vazão mássica do compressor no caso referência. Uma vez que a vazão de líquido injetado é prescrita no modelo desenvolvido, foi utilizado um valor elevado de vazão de líquido para que seus efeitos fossem avaliados de forma clara. Além disso, um dos pontos críticos do compressor em análise é a temperatura elevada do motor elétrico. Assim, buscou-se injetar líquido em uma taxa tal que resultasse em uma temperatura do motor elétrico de aproximadamente 85°C, o que assegura seu funcionamento adequado. Os perfis de temperatura do compressor com injeção de refrigerante líquido nas câmaras de sucção e descarga são apresentados na Figura 7.8, na qual são comparados às temperaturas médias obtidas no caso referência.

Conforme pode ser avaliado na figura, a injeção de líquido ocasiona alterações significativas no perfil térmico do compressor. O caso com injeção na câmara de sucção diminui sensivelmente a temperatura média do gás no interior da respectiva câmara para -3,4°C, muito menor do que a temperatura do gás no passador de sucção, onde a temperatura é prescrita como sendo 35°C. No caso em que a injeção é executada na câmara de descarga, a redução de temperatura é menor, atingindo um valor próximo de 68°C. Os valores mínimos que poderiam ser atingidos nas duas situações são -25°C, no caso da sucção e 55°C no caso onde líquido é injetado na descarga, pois essas temperaturas correspondem às temperaturas de saturação referentes às pressões de sucção e descarga. No entanto se estes níveis de temperatura fossem atingidos, haveria problemas referentes à sucção de líquido e uma provável falha do compressor por choque de líquido.



**Figura 7.8. Perfil térmico do compressor resultante da injeção de líquido refrigerante nas câmaras de sucção e câmara de descarga.**

Apesar de oferecerem campos de temperatura semelhantes em grande parte das regiões avaliadas, a maior variação entre os dois casos é verificada quando se compara o coeficiente de performance ao do caso referência, conforme mostra a Tabela 7.13. Apesar do resfriamento do compressor ocorrer de forma bastante semelhante nos dois casos avaliados, quando a injeção é realizada na sucção, há uma redução do coeficiente de performance, enquanto que no caso da descarga, é percebido um comportamento contrário.

**Tabela 7.13. Comparação do coeficiente de performance nos casos referência e com injeção de líquido refrigerante na sucção e na descarga.**

Caso	Referência	Injeção Câmara Sucção	Injeção Câmara Descarga
Capacidade [W]	105,2	84,2	113,5
Consumo [W]	109,9	109,5	109,9
<i>COP</i> [W/W]	0,957	0,770	1,033

A variação resultante do *COP* nas duas situações pode ser explicada através da avaliação das parcelas de perda de capacidade obtidas a partir da análise dimensional do rendimento volumétrico, uma vez que a potência consumida permanece praticamente constante. A Tabela 7.14 mostra algumas das perdas associadas à vazão de massa do compressor nos casos com injeção e sem injeção (referência), fornecendo alguns subsídios para melhor compreensão dos fenômenos envolvidos.

Tabela 7.14. Capacidade do sistema de refrigeração e perdas associadas à vazão de massa do compressor.

Caso	Referência	Injeção Sucção	Injeção Descarga
<b>Capacidade</b>	<b>105,2</b>	<b>84,2</b>	<b>113,5</b>
<b>Perdas Totais</b>	<b>-152,5</b>	<b>-173,4</b>	<b>-144,1</b>
Superaquecimento Sucção	-43,6	+39,1	-24,9
Superaquecimento Cilindro	-13,4	-34,2	-16,7
Injeção Líquido Sucção	0,0	-49,9	0,0
Expansão Massa Residual	-85,0	-112,1	-91,6

Por exemplo, observa-se que a injeção de líquido na sucção causa uma redução de temperatura tal que elimina completamente a perda por superaquecimento do gás em seu trajeto até a câmara de sucção. Na verdade, a temperatura do gás na câmara de sucção é mais baixa de que a sua temperatura de entrada no compressor, refletindo assim em um ganho por subresfriamento de 39,1 W. Esse ganho, no entanto, é reduzido quando o gás entra na câmara de compressão e passa a receber calor a uma taxa maior do que no caso referência, fazendo com que a perda por superaquecimento no cilindro seja aumentada em 155 %.

Além disso, a injeção de líquido na sucção reduz o rendimento volumétrico em uma proporção direta com o aumento da massa injetada, conforme mostra a equação 6.92, no entanto, a mesma parcela é nula nos dois outros casos sendo comparados. Na verdade, o efeito de resfriamento é muito mais um fenômeno oriundo da adição de massa do que do calor que entra pelas paredes da câmara de sucção. Além disso, a massa adicional de gás que é injetada na câmara de sucção consome parte do trabalho de compressão, mas não passa pelo evaporador, ou seja, não resulta em um aumento de capacidade. Por fim, a baixa temperatura do gás que resta no volume morto da câmara de compressão aumenta a perda de capacidade em 27,1 W, resultando em uma redução total de 21,8 % em relação a capacidade do caso referência.

Por outro lado, no caso onde a injeção de líquido é executada na câmara de descarga, o efeito de redução do superaquecimento do gás na sucção é efetivo, conforme pode ser observado na Tabela 7.15. A redução de temperatura no interior da descarga é tal que o gás em seu interior passa a retirar calor oriundo das fontes de geração de calor mais próximas (mancais e câmara de compressão). Como a descarga deixa de ser uma fonte quente, o superaquecimento do gás é sensivelmente reduzido, o que afeta o *COP* do sistema aumentando-o em 8 % em relação ao caso referência.

Tabela 7.15. Fontes, sumidouros de calor e seu efeito sobre a temperatura de sucção.

Caso	Referência [W]	Injeção Sucção [W]	Injeção Descarga [W]
$\Delta Q_{mot}$	5,2	11,0	10,8
$Q_{des}$	38,9	18,0	-8,2
$Q_{man}$	28,8	28,8	28,8
$Q_{car,kit}$	-41,5	-20,4	-21,8
$Q_{saq.}$	31,4	37,4	9,6

#### 7.4.1. Atomização de Líquido no Interior do Cilindro

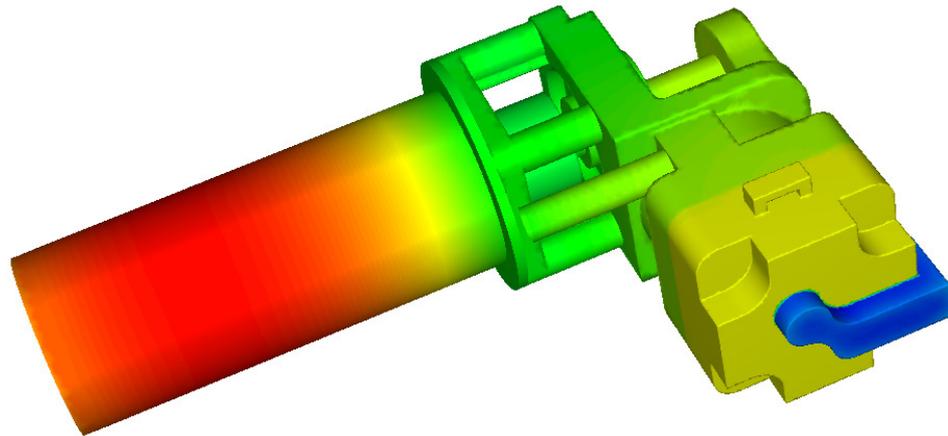
Para que seja possível a avaliação comparativa do efeito da evaporação de refrigerante líquido sobre o comportamento termodinâmico do compressor, a vazão de líquido prescrita para os casos de injeção nas câmaras de sucção e descarga foi mantida para o caso onde líquido é atomizado no interior da câmara de compressão. Parametricamente, foram atomizadas 4 milhões de gotículas de raio igual a 5  $\mu\text{m}$  agrupadas em 40 famílias. As famílias foram injetadas ao longo de todo o ciclo, em intervalos igualmente espaçados ao longo de todo o período. O líquido foi atomizado na câmara de compressão a uma temperatura de 32°C, conforme executado nos casos anteriores de injeção de líquido.

A Tabela 7.16 apresenta a variação de desempenho obtida quando a atomização foi executada de acordo com as condições supracitadas. Percebe-se que houve um pequeno aumento da potência consumida, fato que era esperado devido à evaporação do líquido no interior da câmara de compressão. No entanto, a redução do perfil térmico aparentemente não foi suficiente para compensar a quantidade de massa que foi removida antes de passar pelo evaporador, reduzindo assim a capacidade de evaporação.

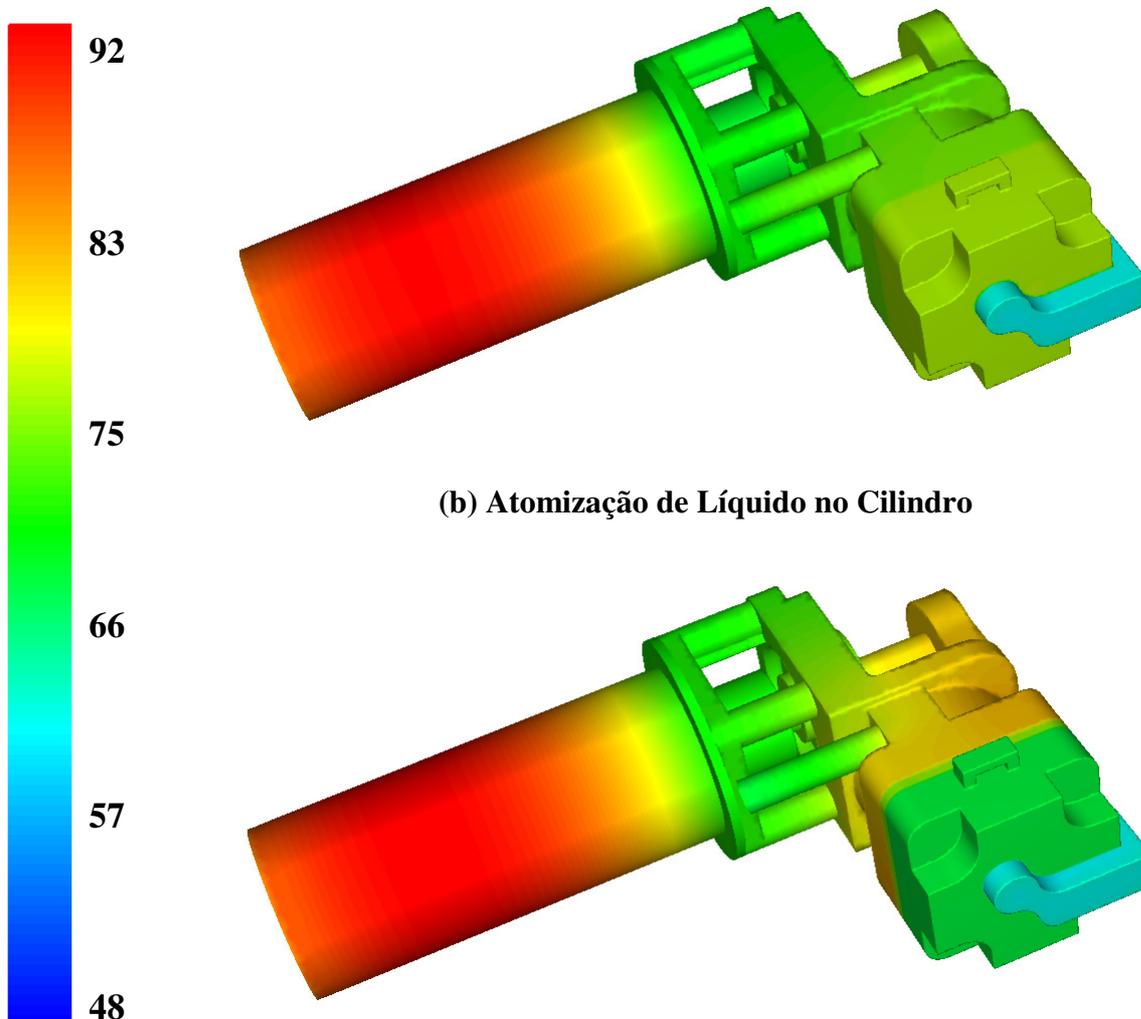
Tabela 7.16. Comparação do coeficiente de performance nos casos referência e no caso onde foi executada a atomização de líquido no interior da câmara de compressão.

Caso	Referência	Atomização	Variação [%]
Capacidade [W]	105,2	99,0	- 5,9 %
Consumo [W]	109,9	110,9	+0,9 %
COP [W/W]	0,957	0,892	- 6,8 %

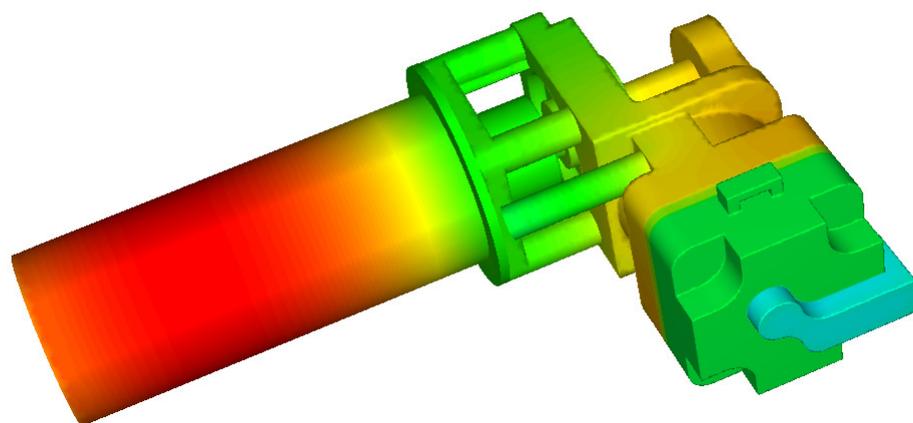
O perfil térmico resultante da atomização de líquido é mostrado nas Figuras 7.9 e 7.10. Na primeira, o campo de temperatura dos componentes sólidos é comparado àqueles obtidos nos casos com injeção de líquido nas câmaras de sucção e descarga. Na segunda, as temperaturas médias avaliadas em algumas regiões do compressor são comparadas àquelas obtidas no caso referência e naquele onde líquido foi injetado na câmara de sucção.



(a) Injeção de Líquido na Câmara de Sucção

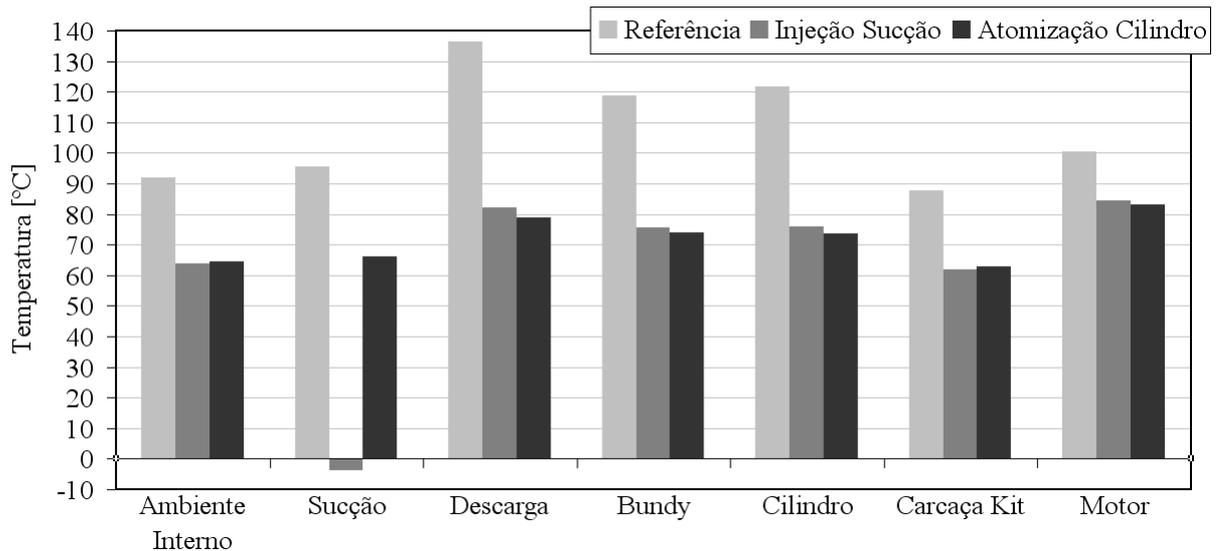


(b) Atomização de Líquido no Cilindro



(c) Injeção de Líquido na Câmara de Descarga

Figura 7.9. Perfil térmico (°C) do compressor resultante da injeção de líquido refrigerante na câmara de sucção, de compressão e de descarga.



**Figura 7.10. Perfil térmico do compressor resultante da injeção de líquido refrigerante na câmara de sucção e câmara de descarga.**

Da comparação entre os perfis térmicos para os casos com (a) injeção de líquido na câmara de sucção, (b) atomização de líquido na câmara de compressão e (c) injeção de líquido na câmara de descarga, pode-se observar que a região do motor permaneceu bastante semelhante, oferecendo temperaturas médias da ordem de 85°C. As maiores diferenças ficam claras na região do cabeçote, onde, no caso com injeção de líquido na sucção, a parede da câmara de sucção teve sua temperatura drasticamente reduzida. Já no caso onde foi injetado refrigerante líquido na câmara de descarga, percebe-se o calor sendo transferido do bloco para a tampa do cilindro, ou seja, invertendo o fluxo de calor que foi obtido no caso referência. Por outro lado, o caso onde líquido é atomizado no cilindro apresenta uma situação intermediária entre as duas, resultando em um campo de temperatura mais uniforme ao longo de todo o *kit*.

Para auxiliar a compreensão dos fenômenos físicos envolvidos recorre-se novamente aos processos globais de transferência de calor e às perdas de capacidade conforme mostram as Tabelas 7.17 e 7.18, respectivamente.

**Tabela 7.17. Taxas de transferência de calor entre fontes e sumidouros de calor para o caso referência, com atomização de líquido no cilindro e com injeção de líquido na câmara de sucção.**

Caso	Referência	Atomização	Injeção Sucção
$\Delta Q_{mot}$	5,2	10,9	11,0
$Q_{des}$	38,9	11,7	18,0
$Q_{man}$	28,8	28,8	28,8
$Q_{car,kit}$	-41,5	-20,9	-20,4
$Q_{saq.}$	31,4	30,6	37,4

Tabela 7.18. Variação da capacidade de refrigeração e perdas associadas.

Caso	Referência	Sucção Direta
<b>Capacidade [W]</b>	<b>105,2</b>	<b>99,0</b>
<b>Perdas Totais [W]</b>	<b>-152,5</b>	<b>-158,7</b>
Superaquecimento Sucção [W]	-43,6	-24,6
Superaquecimento Cilindro [W]	-13,4	-27,7
Folga Pistão/Cilindro [W]	-3,7	-5,5
Transf. de Calor para o Cilindro [W]	+0,8	-1,8
Transf. de Calor das Gotículas na Expansão [W]	-	+4,2
Evaporação de Líquido na Expansão [W]	-	-7,5

Analogamente ao que foi feito para o perfil térmico, comparam-se agora as taxas de transferência de calor para o gás na sucção que resultam da atomização de líquido no cilindro e da injeção de líquido na câmara de sucção. Conforme pode ser verificado na Tabela 7.17, a maior alteração se dá na taxa de calor rejeitada pelo sistema de descarga que, no caso com atomização, dissipa calor a menores taxas. Esse fato pode ser comprovado redução dos níveis de temperatura do sistema de descarga e pela pequena variação da temperatura do ambiente interno quando se comparam os dois casos citados (Figura 7.10). A redução da diferença de temperatura entre sistema de descarga e ambiente interno diminui o potencial de transferência de calor, o que resulta por fim, em uma menor taxa de superaquecimento na sucção, conforme comprovado na última linha da tabela.

Ressalta-se ainda que o calor transferido para a sucção no caso onde foi executada a atomização de líquido no cilindro é menor mesmo quando comparado ao caso referência, indício de que um aumento da capacidade de refrigeração era esperado. Isto não ocorre em virtude da alteração do comportamento do processo de compressão. A Tabela 7.18 mostra que houve uma redução da perda por superaquecimento na sucção quando se executa a atomização, no entanto, este efeito é reduzido pelo aumento das perdas por superaquecimento do gás no interior do cilindro. Este comportamento é representado pela redução da massa específica aparente do gás durante o processo de sucção  $\rho_{suc}^*$ , definido na expressão (6.97). Ou seja, a evaporação das gotículas de líquido, durante a admissão, eleva a pressão instantânea do gás e restringe a entrada de uma quantidade adicional de massa através do orifício de sucção.

Além disso, é fato que a evaporação do líquido durante o processo de expansão poderia eventualmente auxiliar com uma redução adicional da pressão média do gás pela remoção de calor do mesmo. Entretanto, como se observa na Tabela 7.18, a formação de

vapor acaba por sobrepor este efeito, fazendo que o efeito líquido da evaporação seja negativo, totalizando uma perda total durante a expansão de 3,3 W.

Somando-se todos estes efeitos, as perdas de capacidade resultam em 158,7 W, sendo 6,2 W superiores ao caso referência. Além disto, de acordo com a Tabela 7.18, o aumento da potência de compressão reduz ainda mais o desempenho do compressor, levando à redução de 6,8 % do  $COP$ .

Outra maneira proposta para se analisar o efeito da atomização de líquido refrigerante no interior do cilindro é a simulação de um sistema de refrigeração equivalente. Esse sistema virtual teria o mesmo desempenho, em termos de transferência de calor, do processo de resfriamento evaporativo, conforme explicado em mais detalhes na seção 6.6.3. Na Tabela 7.19 são mostrados os valores de capacidade, potência indicada e  $COP_{PV}$  dos sistemas de refrigeração principal e secundário. Esses valores são comparados ao do comportamento do sistema de refrigeração quando o compressor opera segundo o caso referência.

**Tabela 7.19. Desempenho do sistema de refrigeração no caso referência e no caso com atomização de líquido através da análise de sistema de refrigeração equivalente.**

Caso	Referência	Atomização de Líquido	
		Principal	Equivalente
Capacidade [W]	105,2	99,0	35,3
Potência Indicada [W]	53,2	40,4	13,8
$COP_{PV}$ [W/W]	1,977	2,452	2,550

Quando o compressor foi submetido à atomização de líquido refrigerante, a potência indicada que era 53,2 W, no caso referência, passou para 54,2 W. No entanto, somente 40,4W foram efetivamente utilizados para comprimir o gás do sistema de refrigeração principal, ou seja, somente esta parcela foi para comprimir o gás que passa pelo evaporador do sistema de refrigeração real. O restante, 25,5%, foi utilizado para comprimir o gás oriundo do processo de evaporação de líquido que, no entanto, não resulta em capacidade do sistema, mas sim em redução do perfil térmico do compressor. Este fato comprova porque a injeção de gás durante a compressão acaba prejudicando o desempenho do compressor.

## 7.5. Considerações Finais

Dentre as fontes de calor existentes no interior do ambiente interno do compressor estudado – mancais, motor elétrico e sistema de descarga – o calor dissipado em mancais é

considerável em todas as simulações, conforme mostra a Figura 7.11. No caso referência, no qual foi menos representativo quando comparado às outras simulações, representava aproximadamente 40% do total do calor dissipado no ambiente interno do compressor. Assim, assume-se que a melhoria do projeto do sistema de mancalização do compressor ofereceria grandes ganhos de desempenho, uma vez que o superaquecimento poderia ser consideravelmente reduzido.

Finalmente, percebe-se que a redução da taxa de transferência de calor ao gás antes de iniciar o processo de compressão exerce grande influência sobre *COP*. Conforme mostra a Figura 7.12, o *COP* é severamente reduzido com o aumento do superaquecimento do gás antes do início da compressão. De fato, a redução do superaquecimento é essencial para obtenção de um compressor com alto rendimento volumétrico, sendo este o principal objetivo do gerenciamento térmico de compressores de refrigeração.

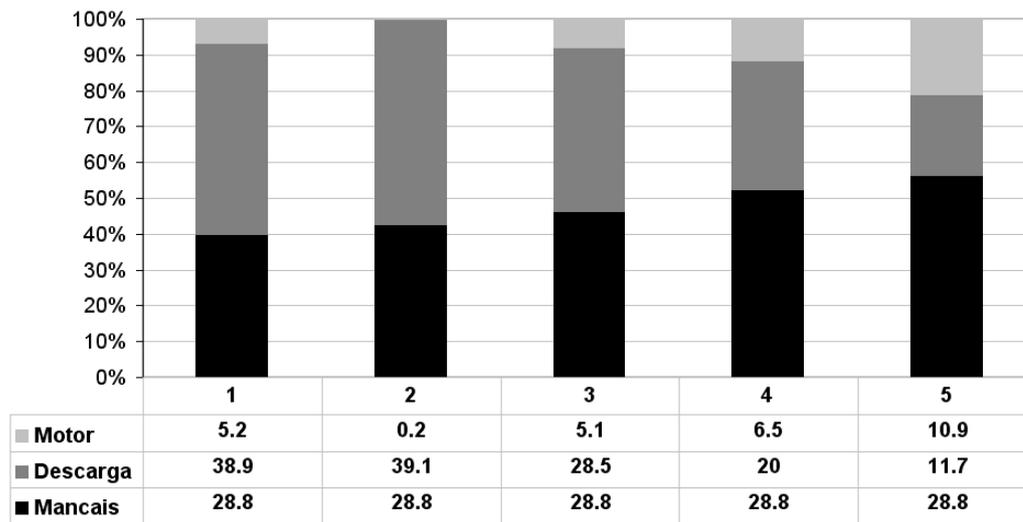


Figura 7.11. Parcela percentual de cada fonte de dissipação de calor no ambiente interno do compressor. Na tabela acima, os casos são apresentados na seguinte ordem: (1) referência, (2) aletas, caso CAN, (3) sucção direta, (4) descarga externa e (5) atomização de refrigerante líquido no cilindro.

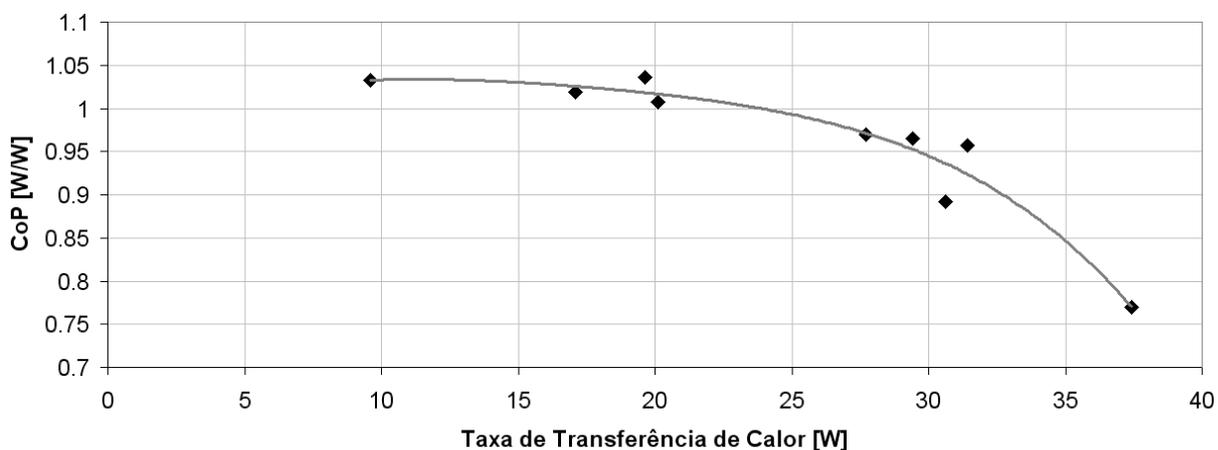


Figura 7.12. *COP* em função da variação da taxa de calor transferida ao gás antes de iniciar o processo de compressão. Os pontos representam estas informações para cada simulação executada.

## 8. Conclusões

O presente trabalho analisou o comportamento térmico de um compressor de refrigeração doméstica. Para tanto, foram empregadas duas metodologias de simulação numérica, as quais foram calibradas através de dados experimentais. Com base em uma análise preliminar, foram propostas alternativas para reduzir as perdas termodinâmicas causadas pelo superaquecimento do compressor. Para estas alternativas foram então propostos modelos matemáticos, os quais foram incluídos na metodologia de simulação térmica do compressor para prever os seus efeitos termodinâmicos de cada alternativa sobre o desempenho do compressor.

### 8.1. Metodologias Numéricas

As duas metodologias de simulação térmica avaliadas foram a Metodologia Híbrida (*MH*), proposta por Ribas Jr. (2007), e a Metodologia de Fluxo Médio (*MFM*), desenvolvida neste trabalho. A partir da revisão da literatura pode-se dizer que a primeira já está consolidada fornecendo um bom detalhamento do campo de temperatura nas regiões sólidas do compressor e uma previsão satisfatória do seu desempenho termodinâmico global. Isto fica evidente ao comparar a concordância dos resultados experimentais àqueles obtidos numericamente. É natural que a *MH* ofereça resultados mais consistentes que as metodologias mais simplificadas como as por condutância global (Todescat *et al.*, 1992) ou por *TNW* (Padhy, 1992), pois grandes simplificações geométricas são tomadas para viabilizar a confecção do modelo. No entanto, esperava-se que metodologias diferenciais pudessem oferecer resultados mais próximos dos valores experimentais, uma vez que o compressor é representado com uma maior fidelidade. Neste sentido, a grande vantagem da *MH* sobre as outras metodologias revisadas é a capacidade de se adequar as características termofísicas do compressor através do seu processo de calibração.

Por outro lado, a calibração que torna a *MH* robusta acaba tornando-a dispendiosa, uma vez que é necessária a obtenção de dados experimentais do compressor a ser simulado. Assim, no intuito de desenvolver uma metodologia que permitisse a simulação térmica de um compressor em fase conceitual sem que fosse mandatário a construção de um protótipo, foi desenvolvido no presente trabalho a Metodologia de Fluxo Médio. Na *MFM*, os dados de

entrada são somente a temperatura de entrada do gás no passador de sucção (temperatura de superaquecimento), a temperatura ambiente e o desenho, tridimensional e em formato digital, do compressor a ser estudado. No entanto, observou-se que os resultados não apresentaram boa concordância com os dados experimentais obtidos, indicando que as hipóteses tomadas durante a confecção do modelo não estão adequadas. Provavelmente, as maiores simplificações tomadas são: (i) assumir que o escoamento médio é capaz de representar os modos de transferência de calor adequadamente e (ii) que o óleo influencia muito pouco o perfil térmico do compressor.

Acredita-se que a primeira hipótese não leva a variações muito grandes sobre a previsão do comportamento do compressor. Ao comparar a elevada inércia térmica dos componentes sólidos do compressor à escala de tempo com que ocorre um ciclo de compressão, pode-se representar os processos de transferência de calor instantâneos através de seu comportamento médio. No entanto, a segunda hipótese é bastante duvidosa, pois se sabe que o escoamento de óleo pode transferir grandes quantidades de energia através de advecção. Contudo, o custo para a simulação de um escoamento bifásico, como o da mistura refrigerante e óleo lubrificante em um compressor de refrigeração, é extremamente alto mesmo frente à capacidade de processamento computacional atualmente disponível. Este aspecto fica mais crítico se esta metodologia for utilizada como uma ferramenta de análise para o gerenciamento térmico de compressores, o qual necessita de muitas simulações antes de se obter alternativas adequadas e resultados conclusivos.

Desta maneira, apesar de serem claros os potenciais que a *MFM* pode vir a oferecer no futuro, considera-se que a Metodologia Híbrida é a mais adequada atualmente para atender as necessidades de simulação do problema de gerenciamento térmico de compressores.

A fim de melhorar as metodologias já consolidadas e de desenvolver novas frentes de estudo nesta área, são deixadas as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- Uso de correlações ao invés dos valores constantes de coeficientes de transferência de calor por convecção nas interfaces gás/sólido da Metodologia Híbrida. Estas correlações poderiam ser elaboradas a partir de números adimensionais de forma a variarem em função das características do escoamento ou mesmo mediante à substituição do fluido refrigerante;
- Incorporação de uma metodologia de otimização ao procedimento de calibração da Metodologia Híbrida, permitindo que a etapa de calibração seja executada com mais precisão;

- Implementação de uma nova metodologia, combinando os aspectos positivos dos modelos de *TNW (Thermal Network)* e da Metodologia Híbrida, de forma a melhorar a caracterização térmica do escoamento de gás no interior das câmaras. Tal modelo poderia apresentar vantagens se aplicado à região da câmara de sucção, onde a correta quantificação do superaquecimento do gás tem grande importância sobre o comportamento termodinâmico do compressor;
- Avaliação de uma alternativa simplificada para implementação de um modelo bifásico para a mistura gás refrigerante e óleo lubrificante no interior do ambiente interno do compressor de forma a viabilizar metodologias semelhantes à *MFM*.

## 8.2. Gerenciamento Térmico do Compressor

Diversas alternativas para melhoria do comportamento térmico do compressor foram avaliadas no presente trabalho:

- Utilização de aletas anulares sobre a região do motor elétrico;
- Utilização de ventilação forçada sobre a carcaça do compressor;
- Uso de sucção direta;
- Posicionamento da tampa do cabeçote na região externa da carcaça;
- Injeção de líquido refrigerante no interior das câmaras de sucção e descarga;
- Atomização de líquido refrigerante ao longo do ciclo de compressão.

De todas as alternativas avaliadas numericamente, do ponto de vista de redução de temperatura, destacam-se aquelas que utilizam refrigerante líquido como meio evaporativo para remoção local do calor a taxas elevadas. Teoricamente, estas alternativas não têm limite quanto ao seu potencial de redução de temperatura, no entanto, podem levar a uma redução do desempenho global do compressor. De fato, por estarem utilizando diretamente da capacidade de refrigeração do sistema do qual o compressor faz parte, podem reduzir severamente o *COP*. Uma exceção a este comportamento ocorre quando a injeção é executada na câmara de descarga do compressor. Contudo, de todas as alternativas avaliadas onde refrigerante líquido é inserido no compressor, esta é a única em que a pressão na linha de condensação do sistema de refrigeração é inferior à pressão do ponto de injeção, tornando indispensável a utilização de

um dispositivo intermediário para a elevação da pressão. Assim, é esperado que uma parcela de energia adicional seja consumida para o funcionamento deste dispositivo, reduzindo o potencial de ganho mostrado na simulação.

Outra consequência da injeção de líquido refrigerante é o aumento da vazão de refrigerante no condensador, o que acarretaria um provável aumento da área de troca do equipamento para a dissipação desta parcela adicional de calor. Caso o condensador não fosse modificado, provavelmente um aumento da temperatura de condensação seria percebido, o que levaria, por consequência, a uma deterioração do *COP* do sistema (Gosney, 1982).

Apesar destes pontos desfavoráveis para o uso desta alternativa, a mesma não deve ser totalmente descartada em casos onde o perfil térmico do compressor é tão elevado que somente uma grande taxa de remoção de calor viabilizaria o seu funcionamento. Sob estas circunstâncias especiais, talvez fosse aceitável o aumento da confiabilidade térmica em detrimento do desempenho do sistema de refrigeração.

Finalmente, percebe-se que alternativas convencionais como a sucção direta e a utilização de aletas poderiam reduzir grande parte do superaquecimento existente no compressor estudado. Mostrou-se que mesmo sem a utilização de ventilação externa, prática que aumenta o efeito causado pelas aletas, os resultados de desempenho oferecidos por essa alternativa são adequados. Por outro lado, a utilização de descarga externa à carcaça é questionável, uma vez que a viabilidade tecnológica desta solução é pequena quando se leva em consideração o aumento de vibração e ruído causado pela operação do compressor.

Com o objetivo de dar continuidade ao estudo de alternativas de gerenciamento térmico e de modelos para a análise das mesmas, sugerem-se as seguintes atividades em trabalhos futuros:

- Análise experimental das soluções propostas neste trabalho;
- Implementação de um modelo para simulação do compressor integrado ao sistema de refrigeração, de forma a avaliar os efeitos da injeção de líquido sobre o desempenho global do sistema;
- Utilização do modelo de atomização de refrigerante líquido desenvolvido neste trabalho para prever os efeitos de absorção e desprendimento de gás durante a atomização de óleo citados no trabalho de Kremer (2006);
- Verificação do potencial da atomização de líquido mediante o uso de outros fluidos refrigerantes ou através da modificação da posição do bico injetor.

## 9. Referências Bibliográficas

ADAIR, R. P.; QVALE, E. B.; PEARSON, J. T. **Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors.** Proceedings of the Purdue Technology Conference, West Lafayette, IN, USA, pp. 521-526, 1972.

ALMBAUER, R.; BURGSTALLER, A.; ABIDIN, Z.; NAGY, D. **3-Dimensional Simulation or Obtaining the Heat Transfer Correlations of a Thermal Network Calculation for a Hermetic Reciprocating Compressor.** Proceedings of the International Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, C079, 2006.

ANNAND, W. J. D. **Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines.** Proc. Instn. Mech. Engrs., Volume 177, Nr. 36, pp. 973-996, 1963.

ANSYS INC., **Fluent.** Version 6.3.26, USA, 2006.

BEJAN, A. **Advanced Engineering Thermodynamics.** John Wiley & Sons, Inc., 2<sup>nd</sup> Edition, 1997.

BROK, S. W.; TOUBER, S.; VAN DER MEER, J.S. **Modeling of Cylinder Heat Transfer – Large Effort, Little Effect?** Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, IN, USA, pp. 43-50, 1980.

BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. **Transport Phenomena.** John Wiley & Sons, 2<sup>nd</sup> Edition, 2002.

BIVARI, Y. V.; GOSAVI, S. S.; JORWEKAR, P. P. **Use of CFD in Design and Development of R404a Reciprocating Compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, C072, 2006.

CAVALLINI, A.; DORETTI, L.; LONGO, G.A.; ROSSETO, L.; BELLA, B.; ZANNERIO, A. **Thermal Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor.** Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, IN, USA, 1996.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M.A. **Thermodynamics, An Engineering Approach.** McGray-Hill, 5<sup>th</sup> Edition, 2005.

CHEN, H.; HSU, W. **Estimation of Heat Transfer Coefficient on the Fin of Annular-finned Heat Exchangers in Natural Convection for Various Fin Spacings.** International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, pp. 1750-1761, 2007.

CHEN, H.; HSU, W. **Estimation of Heat Transfer Characteristics on a Vertical Circular Fin of Finned-Tube Heat Exchangers in Forced Convection.** International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, pp. 1920-1932, 2008.

DESCHAMPS, C. J.; POSSAMAI, F. C.; PEREIRA, E. L. L. **Numerical Simulation of Pulsating Flow in Suction Mufflers.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, C11-4, 2002.

DRIESSEN, J. L. **Influência dos Parâmetros Geométricos de Sistemas de Válvulas no Funcionamento de Válvulas Automáticas de Compressores Herméticos.** Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1986.

DUTTA, A. K.; YANAGISAWA, T.; FUKUTA, M. **An Investigation of the Performance of a Scroll Compressor Under Liquid Refrigerant Injection.** International Journal of Refrigeration, pp. 577-587, 2001.

FAGOTTI, F.; TODESCAT, M. L.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. **Heat Transfer in a Reciprocating Compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, 1994.

GERLACH, R. C.; BERRY, R. A. **Effect of Heat Transfer and Related Variables on Compressor Performance.** Proceedings of the Fourth Annual Reciprocating Machinery Conference, San Antonio, TX, USA, 1989.

GOSNEY, W. B. **Principles of Refrigeration.** Cambridge University Press, 1982.

HAMILTON, J. F. **Extensions of Mathematical Modeling of Positive Displacement Type Compressors,** Purdue University, 9-25, 1974.

HU, X.; JACOBI, A. M. **Local Heat Transfer Behavior and its Impact on a Single-row, Annularly Finned Tube Heat Exchanger,** ASME Journal of Heat Transfer 115, pp. 66-74, 1993.

INCROPERA, F. P.; DeWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.** LTC, 4ª Edição, 1998.

KREITH, F.; BOHN, M. S. **Princípios de Transferência de Calor.** Pioneira Thomson Learning, 2003.

KREMER, R. **Análise teórica e experimental da influência da atomização de óleo em processos de compressão.** Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.

LILIE, D. E. B.; FERREIRA, R. T. S. **Evaluation of the Leakage through the Clearance between Piston and Cylinder in Hermetic Compressors.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, pp. 1-6, 1984.

LIU, R.; ZHOU Z. **Heat Transfer between Gas and Cylinder Wall of Reciprocating Compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, pp. 110-115, 1984.

LOPES, M. N.; PRATA, A. T. **Comportamento Dinâmico de Válvulas Tipo Palheta em Escoamentos Periódicos,** COBEM 1138, (CD-ROM), 1997.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional.** LTC Editora, 2ª Edição, 2004.

MENTER, F. R. **Influence of Free Stream Values on k- $\omega$  Turbulence Model Predictions.** AIAA Journal, 30(6), pp. 1657-1659, 1992.

MENTER F. R. **Two-equation Eddy-viscosity Turbulence Models for Engineering Applications.** AIAA Journal, 32(8), pp. 269-289, 1994.

MEYER, W. A.; THOMPSON, H. D. **An Experimental Investigation into Heat Transfer to the Suction Gas in a Low-Side Hermetic Refrigeration Compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, pp. 908-916, 1988.

MIYAMOTO, H.; WATANABE, K. **A thermodynamic property model for fluid-phase isobutene.** International Journal of Thermophysics., 23, pp. 477-499, 2002.

OOI, K. T. **Heat Transfer Study of a Hermetic Refrigeration Compressor.** Applied Thermal Engineerig 23, pp. 1931-1945, 2003.

OOI, K. T. **The effects of liquid injection on performance of a rotary compressor.** International Conference on Compressors and Their Systems, London, pp. 151-164, 2005.

PADHY, S.K. **Heat Transfer Model of a Rotary Compressor.** International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, 1992.

PÈREZ-SEGARRA, C. D.; RIGOLA, J.; SÒRIA, M.; OLIVA, A. **Detailed Thermodynamic Characterization of Hermetic Reciprocating Compressors.** International Journal of Refrigeration, 28, pp.579-593, 2005.

POSSAMAI, F. C.; TODESCAT, M. L. **A Review of Household Compressor Energy Performance.** International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, 2004.

RAJA, B.; SEKHAR, S. J.; LAL, D. M.; KALANIDHI, A. **A Numerical Model for Thermal Mapping in a Hermetically Sealed Reciprocating Compressor.** International Journal of Refrigeration, 26, pp. 652-658, 2003.

RIBAS Jr., F. A. **Thermal Analysis of Reciprocating Compressors.** International Conference on Compressors and Their Systems, London, pp. 277-287, 2007.

SHIVA PRASAD, B. G. **Heat Transfer in Reciprocating Compressors – A Review.** International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 889 – 895, 1998.

SHIVA PRASAD, B. G. **CFD for Positive Displacement Compressor.** International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, paper C-133, 2004.

SIM, Y.; YOUNG, Y.; MIN, M. **A Study on Heat Transfer and Performance Analysis of Hermetic Reciprocating Compressors for Refrigerators.** 15<sup>th</sup> International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, 2000.

STOECKER, W. **Design of Thermal Systems.** McGraw-Hill, 3<sup>rd</sup> Edition, 1989.

SYSTAT INC. **TableCurve 2D.** Version 5.01, 2002.

TODESCAT, M. L.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. **Thermal Balance in Reciprocating Compressors**. Technical Report UFSC/EMBRACO, 1990.

TODESCAT, M. L.; FAGOTTI, F.; FERREIRA R.T.S; PRATA, A. T., **Thermal Energy Analysis in Reciprocating Hermetic Compressors**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, pp. 1419-1428, 1992.

TSUBOUCHI, T.; MASUDA, M. **Natural Convection Heat Transfer from Horizontal Cylinders with Circular Fins**. Proceedings of the International Heat Transfer Conference, 1970.

USSYK, M. S. **Simulação Numérica da Performance de Compressores Herméticos Alternativos**. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 1984.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**. Longman Scientific & Technical, Nova York, 1995.

VIESER, W.; ESCH, T.; MENTER, F. **Heat Transfer Predictions using Advanced Two-Equation Turbulence Models**. Ansys Inc., CFX-VAL10/0602, 2002.

WANG, X.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R. **Investigation of Potential Benefits of Compressor Cooling**. Applied Thermal Engineering, 2007.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD**. DCW Industries, Inc., La Canada, CA, 1993.

# *Apêndice A - Equação da Conservação da Energia para um Volume de Controle Submetido a um Processo Reversível*

O objetivo deste apêndice é apresentar a dedução da equação de balanço de energia na forma integral – aplicada no cálculo do processo de compressão do gás no interior do cilindro – a partir da equação da energia na forma diferencial. Aplicando-se a equação da conservação da energia a uma partícula de um determinado gás, tem-se que:

$$\rho \frac{de}{dt} = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} + \vec{\nabla} \cdot (\overline{\overline{T}} \vec{V}) \quad (\text{A.1})$$

onde  $\rho$  e  $e$  são a massa específica e a energia total da partícula, respectivamente,  $\vec{q}$  é o vetor fluxo de calor,  $\overline{\overline{T}}$  é o tensor tensão e  $\vec{V}$  é a velocidade da partícula. Considera-se aqui, por energia total da partícula a soma das energias cinética e interna:

$$e = u + \frac{V^2}{2} \quad (\text{A.2})$$

Substituindo-se a equação (A.2) em (A.1), tem-se que:

$$\rho \frac{du}{dt} + \rho \frac{d}{dt} \left( \frac{V^2}{2} \right) = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} + \vec{\nabla} \cdot (\overline{\overline{T}} \vec{V}) \quad (\text{A.3})$$

Utilizando-se algumas relações conhecidas, como:

$$\rho \frac{d}{dt} \left( \frac{V^2}{2} \right) = \vec{V} \cdot \left( \frac{d\vec{V}}{dt} \right) = \vec{V} \cdot (\vec{\nabla} \cdot \overline{\overline{T}}) \quad (\text{A.4})$$

$$\vec{\nabla} \cdot (\overline{\overline{T}} \vec{V}) = \vec{V} \cdot (\vec{\nabla} \cdot \overline{\overline{T}}) + tr(\overline{\overline{T}}^T \cdot \vec{\nabla} \vec{V}) \quad (\text{A.5})$$

Substituindo as relações (A.4) e (A.5) em (A.3),

$$\rho \frac{du}{dt} = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} + tr(\overline{\overline{T}}^T \cdot \vec{\nabla} \vec{V}) \quad (\text{A.6})$$

mas,

$$tr(\overline{\overline{T}}^T \cdot \vec{\nabla} \vec{V}) = \overline{\overline{T}} : \overline{\overline{D}} \quad (\text{A.7})$$

onde  $\overline{\overline{D}}$  é o tensor deformação. Da definição do tensor tensão  $\overline{\overline{T}}$ , tem-se que:

$$\overline{\overline{T}} = -p\overline{\overline{I}} + \overline{\overline{P}} \quad (\text{A.8})$$

onde  $\overline{\overline{I}}$  é o tensor identidade e  $\overline{\overline{P}}$  é o tensor tensão viscosa. Substituindo em (A.7),

$$\rho \frac{du}{dt} = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} + (\overline{\overline{P}} - p\overline{\overline{I}}) : \overline{\overline{D}} \quad (\text{A.9})$$

Rearranjando a equação acima, obtém-se:

$$\rho \frac{du}{dt} + p\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} + \overline{\overline{P}} : \overline{\overline{D}} \quad (\text{A.10})$$

Mas, a partir da utilização de outra relação

$$p\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = \vec{\nabla} \cdot (p\vec{V}) - \vec{V} \cdot \vec{\nabla} p \quad (\text{A.11})$$

Então,

$$\rho \frac{du}{dt} + \vec{\nabla} \cdot (p\vec{V}) = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} + \overline{\overline{P}} : \overline{\overline{D}} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla} p \quad (\text{A.12})$$

Para um dado processo reversível, desprezam-se as irreversibilidades devido às tensões viscosas e ao gradiente de pressão, o que resulta na expressão (A.13).

$$\rho \frac{du}{dt} + \vec{\nabla} \cdot (p\vec{V}) = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} \quad (\text{A.13})$$

Fazendo a integração da equação (A.13) para uma região  $\tau$  do espaço, tem-se que:

$$\int_{\tau} \rho \frac{du}{dt} d\tau + \int_{\tau} \vec{\nabla} \cdot (p\vec{V}) d\tau = \int_{\tau} -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} d\tau \quad (\text{A.14})$$

Essa equação apresenta a variação da energia total de um conjunto de gotículas de fluido caracterizadas por uma região  $\tau$ . O primeiro termo da equação é referente à variação da energia interna da massa de fluido, o segundo termo representa o trabalho total realizado pelo gás e o terceiro termo representa o fluxo de calor por difusão através da região compreendida pelo fluido.

A partir de agora, será feito um tratamento matemático com a finalidade de uma melhor identificação das grandezas físicas identificadas acima. Começando pelo primeiro termo dentro da integral do lado esquerdo da equação (A.14), a partir da definição de derivada material, tem-se que:

$$\rho \frac{du}{dt} = \rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla} u \right) \quad (\text{A.15})$$

Da equação da continuidade,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho\vec{V}) = 0 \quad (\text{A.16})$$

Assim, podemos adicionar a equação da continuidade à equação (A.15) sem modificar a igualdade. Fazendo isso e reorganizando os termos, tem-se que:

$$\rho \frac{du}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} (\rho u) + \vec{\nabla} \cdot (\rho\vec{V}u) \quad (\text{A.17})$$

Integrando os dois lados ao longo da região  $\tau$  e aplicando o teorema de Leibniz ao primeiro termo do lado direito da equação (A.17) e o teorema de Gauss ao segundo termo do lado direito da mesma equação,

$$\int_{\tau} \rho \frac{du}{dt} d\tau = \frac{\partial}{\partial t} \int_{\tau} (\rho u) d\tau - \int_S \rho u \vec{V}_f \cdot \hat{n} dS + \int_S \rho u \vec{V} \cdot \hat{n} dS \quad (\text{A.18})$$

onde  $\vec{V}_f$  representa a velocidade da fronteira S da região  $\tau$ . Retornando agora à equação (A.14),

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\tau} (\rho u) d\tau + \int_{\tau} \rho u (\vec{V} - \vec{V}_f) \cdot \hat{n} dS + \int_{\tau} \vec{\nabla} \cdot (p \vec{V}) d\tau = \int_{\tau} -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} d\tau \quad (\text{A.19})$$

Lembrando que o processo é reversível, assume-se que

$$p = p(t) \quad (\text{A.20})$$

$$\int_{\tau} \vec{\nabla} \cdot (p \vec{V}) d\tau = p \int_{\tau} \vec{\nabla} \cdot \vec{V} d\tau \quad (\text{A.21})$$

Aplicando agora o teorema da divergência ao lado direito da equação (A.21),

$$p \int_{\tau} \vec{\nabla} \cdot \vec{V} d\tau = p \int_S \vec{V} \cdot \hat{n} dS \quad (\text{A.22})$$

Adicionando e subtraindo  $\vec{V}_f$  da velocidade associada à massa de fluido na fronteira S, e rearranjando os termos, temos que:

$$\int_{\tau} \vec{\nabla} \cdot (p \vec{V}) d\tau = p \int_S (\vec{V} - \vec{V}_f) \cdot \hat{n} dS + p \int_S \vec{V}_f \cdot \hat{n} dS \quad (\text{A.23})$$

Inserindo a equação (A.23) à equação da energia (A.19) e rearranjando os termos,

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\tau} (\rho u) d\tau + \int_{\tau} \rho (u + pv) (\vec{V} - \vec{V}_f) \cdot \hat{n} dS = \int_{\tau} -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} d\tau - p \int_S \vec{V}_f \cdot \hat{n} dS \quad (\text{A.24})$$

Aplicando o teorema da divergência ao termo da integral dos vetores fluxo de calor, obtém-se a forma desejada da equação de conservação da energia. Na Equação (A.25), o primeiro termo representa a taxa de variação da energia interna total para a massa de fluido definida pela região  $\tau$ , o segundo define o fluxo de energia associado à massa de fluido que atravessa a superfície S do volume material. No lado direito tem-se, nesta ordem, o fluxo de calor por difusão e o trabalho de fronteira realizado pela massa de fluido sobre a superfície S.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\tau} (\rho u) d\tau + \int_{\tau} \rho (u + pv) (\vec{V} - \vec{V}_f) \cdot \hat{n} dS = - \int_{\tau} \vec{q} \cdot \hat{n} dS - p \int_S \vec{V}_f \cdot \hat{n} dS \quad (\text{A.25})$$

# Apêndice B - Parâmetros do Modelo de Turbulência SST

O modelo SST propõe as seguintes equações de transporte para  $k$  e  $\omega$ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (\text{B.1})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (\text{B.2})$$

onde:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{Pr_k} \quad (\text{B.3})$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{Pr_\omega} \quad (\text{B.4})$$

$$\tilde{G}_k = \min(\mu_t S^2, 10 \rho \beta^* k \omega) \quad (\text{B.5})$$

$$G_\omega = \frac{\alpha_\infty \rho}{\alpha^*} \left( \frac{\alpha_0 + \rho k / 2,95 \mu \omega}{1 + \rho k / 2,95 \mu \omega} \right) S^2 \quad (\text{B.6})$$

$$Y_k = \rho \beta^* k \omega \quad (\text{B.7})$$

$$Y_\omega = \rho \beta \omega^2 \quad (\text{B.8})$$

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (\text{B.9})$$

A viscosidade turbulenta é calculada de acordo com os valores de  $k$  e  $\omega$ , conforme a relação abaixo.

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \left\{ \max \left[ \frac{1}{\alpha^*}, \frac{S_{ij} F_2}{\alpha_1 \omega} \right] \right\}^{-1} \quad (\text{B.10})$$

Na equação (B.10),  $\alpha_1$  é uma constante de valor 0,31 e  $S_{ij}$  é o tensor taxa de deformação. Os termos  $F_1$  e  $F_2$  representam, respectivamente, a primeira e a segunda função de interpolação entre os modelos  $k - \omega$  e  $k - \varepsilon$  mostradas nas expressões (B.11) e (B.13).

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (\text{B.11})$$

$$\Phi_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega 2} D_{\omega}^+ y^2} \right] \quad (\text{B.12})$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (\text{B.13})$$

$$\Phi_2 = \max \left[ 2 \frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (\text{B.14})$$

O parâmetro  $y$  representa a distância até a parede e  $D_{\omega}^+$  é a porção positiva do termo de difusão cruzada, dado por:

$$D_{\omega}^+ = \max \left[ 2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (\text{B.15})$$

Os parâmetros da difusividade efetiva  $\Gamma_k$  e  $\Gamma_{\omega}$  (Equações B.3 e B.4), são calculados com base no número de Prandtl turbulento para cada uma das propriedades de acordo com:

$$Pr_k = \frac{1}{F_1 / \sigma_{k1} + (1 - F_1) / \sigma_{k2}} \quad (\text{B.16})$$

$$Pr_{\omega} = \frac{1}{F_1 / \sigma_{\omega 1} + (1 - F_1) / \sigma_{\omega 2}} \quad (\text{B.17})$$

Os valores para as constantes que aparecem nas expressões (B.16) e (B.17) são  $\sigma_{k1}=1,176$ ,  $\sigma_{k2}=1,0$ ,  $\sigma_{\omega 1}=2,0$  e  $\sigma_{\omega 2}=1,168$ . Com relação aos termos de geração  $\tilde{G}_k$  e  $G_{\omega}$  (Equações B.5 e B.6),  $S^2$  é o módulo do tensor taxa de deformação,  $\alpha_0 = 1/9$ ,  $\alpha^*$  e  $\alpha_{\infty}$  são definidos nas expressões (B.18 - 21):

$$\alpha^* = \frac{0,144 + \rho k / \mu \omega}{6 + \rho k / \mu \omega} \quad (\text{B.18})$$

$$\alpha_{\infty} = F_1 \alpha_{\infty 1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty 2} \quad (\text{B.19})$$

$$\alpha_{\infty 1} = \frac{\beta_{i1}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega 1} \sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (\text{B.20})$$

$$\alpha_{\infty 2} = \frac{\beta_{i2}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega 2} \sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (\text{B.21})$$

em que  $\beta_{i1} = 0,075$ ,  $\beta_{i2} = 0,0828$ ,  $\beta_{\infty}^* = 0,09$  e  $\kappa = 0,41$  são valores constantes. Finalmente, para as expressões de dissipação  $Y_k$  e  $Y_{\omega}$  (Equações B.7 e B.8), os termos  $\beta^*$  e  $\beta$  são definidos pelas equações:

$$\beta^* = \beta_i^* \left[ 1 + \zeta^* F(M_t) \right] \quad (\text{B.22})$$

$$\beta = \beta_i \left[ 1 + \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(M_t) \right] \quad (\text{B.23})$$

Nas expressões (B.22) e (B.23), tem-se que:

$$\beta_i^* = \beta_{\infty}^* \left[ \frac{4/15 + \left( \frac{\rho k}{8\mu\omega} \right)^4}{1 + \left( \frac{\rho k}{8\mu\omega} \right)^4} \right] \quad (\text{B.24})$$

$$\beta_i = F_1 \beta_{i1} + (1 - F_1) \beta_{i2} \quad (\text{B.25})$$

onde  $\zeta^* = 1,5$  e  $F(M_t)$  é a função compressibilidade definida por:

$$F(M_t) = \begin{cases} 0 & \sqrt{2k/\gamma R T} \leq 0,25 \\ 2k/\gamma R T - 0,625 & \sqrt{2k/\gamma R T} > 0,25 \end{cases} \quad (\text{B.26})$$



# ***Apêndice C - Metodologia Numérica para Solução do Perfil de Temperatura de uma Gotícula Esférica***

Para calcular o fluxo de calor que atravessa a fronteira de uma gotícula de líquido, deve-se primeiramente obter o perfil de temperatura  $T(r,t)$  das gotículas pertencentes a determinada família  $f$ . Para tanto, assume-se que cada gotícula é uma esfera sólida (ou seja, despreza-se a circulação interna de fluido) com temperatura na parede determinada pela condição de saturação do gás igual a  $T_{sat}(t)$ . Esse modelo assume, portanto, que a velocidade dentro da partícula é nula e que a distribuição de temperatura na mesma pode ser descrita através da aplicação da equação transiente unidimensional da condução de calor em coordenadas esféricas

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\alpha}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (\text{C.1})$$

A condição inicial é a temperatura de injeção de líquido  $T_{inj}$  ao longo de todo o domínio dada pela Equação (C.2) e as condições de contorno são temperatura prescrita igual à temperatura de saturação instantânea  $T_{sat}(t) = f(p_G)$  no raio externo  $R_f(t)$  da partícula e condição de simetria radial no centro, conforme apresentam as Equações (C.3) e (C.4), respectivamente.

$$T(r, t_{inj, f}) = T_{inj} \quad (\text{C.2})$$

$$T(R_f(t), t) = T_{sat}^i(t) \quad (\text{C.3})$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{(0,t)} = 0 \quad (\text{C.4})$$

A solução da equação acima não é trivial, uma vez que a posição da fronteira, na qual é prescrita a condição de contorno representada pela Equação (C.3) varia de acordo com a

taxa de evaporação ou de condensação da gotícula. Por simplificação, optou-se por normalizar o domínio espacial definindo o raio adimensional  $\kappa$ , onde:

$$\kappa = \frac{r}{R_f(t)} \quad (\text{C.5})$$

Substituindo a expressão para  $\kappa$  na equação da energia e em suas condições inicial e de contorno, obtêm-se as Equações (C.6 – C.9).

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\alpha}{R_f^2} \frac{1}{\kappa^2} \frac{\partial}{\partial \kappa} \left( \kappa^2 \frac{\partial T}{\partial \kappa} \right) \quad (\text{C.6})$$

$$T(\kappa, t_{inj,f}) = T_{inj} \quad (\text{C.7})$$

$$T(1, t) = T_{sat}^i(t) \quad (\text{C.8})$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial \kappa} \right|_{(0,t)} = 0 \quad (\text{C.9})$$

### C.1 Discretização da equação da energia aplicada a uma esfera sólida

Optou-se por uma metodologia de volumes finitos para resolver o perfil de temperatura no interior da gotícula. Assim, integra-se a equação (C.6) entre os instantes de tempo inicial  $t_o$  e final  $t_f$  e ao longo do comprimento de um volume finito “P” delimitado pelas fronteiras “w” e “e” (Figura C.1) resultando na Equação (C.10).

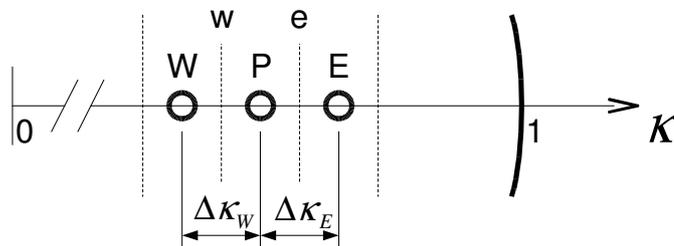


Figura C.1. Volume finito unidimensional no interior de uma gotícula de fluido.

$$\int_{t_0}^t \int_{\kappa_w}^{\kappa_e} \frac{\partial T}{\partial t} \kappa^2 d\kappa dt = \int_{t_0}^t \int_{\kappa_w}^{\kappa_e} \left[ \frac{\alpha}{R_f^2} \frac{1}{\kappa^2} \frac{\partial}{\partial \kappa} \left( \kappa^2 \frac{\partial T}{\partial \kappa} \right) \right] \kappa^2 d\kappa dt \quad (\text{C.10})$$

Integrando-se ao longo do tempo tem-se que

$$(T_P - T_P^0) \int_{\kappa_w}^{\kappa_e} \kappa^2 d\kappa = \frac{\alpha \Delta t}{R_f^2} \int_{\kappa_w}^{\kappa_e} \left[ \frac{\partial}{\partial \kappa} \left( \kappa^2 \frac{\partial T}{\partial \kappa} \right) \right] d\kappa \quad (C.11)$$

Na Equação (C.11),  $T_P$  e  $T_P^0$  representam respectivamente a temperatura do volume “P” no tempo “t” e a temperatura do mesmo volume no tempo “t<sub>0</sub>”. Integrando-se ao longo do raio adimensional,  $\kappa$ :

$$(T_P - T_P^0) \left( \frac{\kappa_e^3 - \kappa_w^3}{3} \right) = \frac{\alpha \Delta t}{R_f^2} \left[ \left( \kappa^2 \frac{\partial T}{\partial \kappa} \right) \Big|_e - \left( \kappa^2 \frac{\partial T}{\partial \kappa} \right) \Big|_w \right] \quad (C.12)$$

As derivadas espaciais da temperatura na fronteira do volume “P” são calculadas pelo método da interpolação por diferenças centrais, conforme mostra a expressão:

$$(T_P - T_P^0) \left( \frac{\kappa_e^3 - \kappa_w^3}{3} \right) = \frac{\alpha \Delta t}{R_f^2} \left[ \kappa_e^2 \left( \frac{T_E - T_P}{\Delta \kappa_E} \right) - \kappa_w^2 \left( \frac{T_P - T_W}{\Delta \kappa_W} \right) \right] \quad (C.13)$$

Rearranjando a expressão acima, e considerando-se as condições de contorno do problema obtém-se a expressão final para o perfil de temperatura da gotícula.

$$A_p T_P = A_w T_W + A_e T_E + A_p^0 T_P^0 + Sc \quad (C.14)$$

**Tabela C.1. Coeficientes para a equação da conservação da energia discretizada.**

	Origem	Centrais	Fronteira
$A_p$	$\frac{\kappa_e^3}{3} \frac{R_f^2}{\alpha \Delta t} + \frac{\kappa_e^2}{\Delta \kappa_E}$	$\frac{\kappa_e^3 - \kappa_w^3}{3} \frac{R_f^2}{\alpha \Delta t} + \frac{\kappa_e^2}{\Delta \kappa_E} + \frac{\kappa_w^2}{\Delta \kappa_W}$	$\frac{\kappa_e^3 - \kappa_w^3}{3} \frac{R_f^2}{\alpha \Delta t} + \frac{\kappa_e^2}{\Delta \kappa_E} + \frac{\kappa_w^2}{\Delta \kappa_W}$
$A_w$	0	$\frac{\kappa_w^2}{\Delta \kappa_W}$	$\frac{\kappa_w^2}{\Delta \kappa_W}$
$A_e$	$\frac{\kappa_e^2}{\Delta \kappa_E}$	$\frac{\kappa_e^2}{\Delta \kappa_E}$	0
$A_p^0$	$\frac{\kappa_e^3}{3} \frac{R_f^2}{\alpha \Delta t}$	$\frac{\kappa_e^3 - \kappa_w^3}{3} \frac{R_f^2}{\alpha \Delta t}$	$\frac{\kappa_e^3 - \kappa_w^3}{3} \frac{R_f^2}{\alpha \Delta t}$
$Sc$	0	0	$\frac{\kappa_e^2}{\Delta \kappa_E} T_{sat}^i$

Aplicando as condições de contorno, as constantes  $A_i$  e o termo fonte  $Sc$  são calculados de acordo com a posição do volume “ $P$ ” para os volumes junto à origem do sistema de coordenadas, centrais e na fronteira da partícula, conforme apresenta a Tabela C.1.

## C.2 Relações para malha com refino linear

Com a equação já discretizada, definiu-se a malha para os volumes no interior da gotícula. O objetivo principal da obtenção deste perfil de temperatura é a sua utilização para o cálculo da taxa instantânea de transferência de calor que atravessa a fronteira de uma partícula de líquido  $\dot{q}_{L,f}$ .

$$\dot{q}_{L,f} = -\pi k_L R_f \left. \frac{\partial T}{\partial \kappa} \right|_{\kappa=N} \cong -\pi k_L R_f \frac{T_N - T_{sat}}{\Delta \kappa_N / 2} \quad (C.15)$$

Como pode ser observado na Equação (C.15), o resultado da derivada numérica se aproxima da derivada analítica quando o tamanho do volume junto à fronteira da partícula  $\Delta \kappa_N$  tende a zero. Assim, optou-se pela utilização de uma malha não-uniforme com refino linear no sentido que vai do centro em direção a fronteira da gotícula.

Salienta-se, no entanto, que o aumento do valor do refino linear não garante a acuidade do cálculo numérico, pois o tamanho dos volumes no centro pode aumentar os desvios numéricos devido ao uso de funções de interpolação. Desta maneira, tanto o tamanho dos volumes como o refino linear devem ser motivo de atenção no momento da criação da malha numérica.

Desta maneira, deseja-se criar uma malha com  $N$  volumes em que a relação entre o volume  $i = 1$ , próximo ao centro da esfera e o volume da fronteira  $i = N$  seja dado por  $A$ , conforme mostra a Equação (C.16). Isso deve ocorrer de maneira que a taxa de decrescimento  $B$  entre dois volumes consecutivos seja constante e que o somatório dos comprimentos de todos os volumes  $i$  no interior da partícula resulte no raio adimensional da esfera, de acordo com as Equações (C.17) e (C.18).

$$\Delta\kappa(N) = A\Delta\kappa(1) \quad (\text{C.16})$$

$$\Delta\kappa(i) = B\Delta\kappa(i-1) \quad (\text{C.17})$$

$$1 = \sum_{i=1}^N \Delta\kappa(i) \quad (\text{C.18})$$

O número de volumes  $N$  e o valor de refino global  $A$  determinam a disposição dos volumes no interior da malha. A partir da Equação (C.17), podemos definir a seguinte relação:

$$\Delta\kappa(i) = B^{i-1} \Delta\kappa(1) \quad (\text{C.19})$$

Avaliando o valor de  $\Delta\kappa(N)$  a partir da Equação (C.19) e substituindo-o na Equação (C.16), obtém-se a relação entre o refino global e o refino local:

$$B = A^{\frac{1}{N-1}} \quad (\text{C.20})$$

Resta ainda calcular o comprimento do primeiro volume da malha  $\Delta\kappa(1)$ . Substituindo-se agora a Equação (C.19) na Equação (C.18), obtém-se:

$$\frac{1}{\Delta\kappa(1)} = \sum_{i=0}^{N-1} B^i \quad (\text{C.21})$$

Definindo-se:

$$S = \sum_{i=0}^{N-1} B^i \quad (\text{C.22})$$

pode-se escrever as seguintes relações:

$$S + B^N = \sum_{i=0}^{N-1} B^i + B^N = 1 + B + B^2 + \dots + B^{N-1} + B^N \quad (\text{C.23})$$

$$SB = \sum_{i=1}^N B^i = B + B^2 + \dots + B^{N-1} + B^N \quad (\text{C.24})$$

Analisando as expressões acima, pode-se afirmar que:

$$S = \frac{1 - B^N}{1 - B} = \sum_{i=0}^{N-1} B^i \quad (\text{C.25})$$

Substituindo as Equações (C.20) e (C.25) em (C.21), obtém-se o tamanho do primeiro volume em função do número de volumes e a relação entre os tamanhos do primeiro e do último volume, conforme apresentado na expressão abaixo.

$$\Delta\kappa(1) = \frac{1 - A^{\frac{1}{N-1}}}{1 - A^{\frac{N}{N-1}}} \quad (\text{C.26})$$