

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

*INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR  
EM COMPONENTES DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS  
DE REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA*

Dissertação submetida à

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

para a obtenção do grau de

**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**THIAGO DUTRA**

Florianópolis, Dezembro de 2008.



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

*INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR  
EM COMPONENTES DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS  
DE REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA*

**THIAGO DUTRA**

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

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr. - Presidente

---

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D

---

Prof. Saulo Güths, Dr.



*...“Tudo é possível àquele que crê”. (Mc 9:23)*

*Mas, sejam fortes e não desanimem,  
pois o trabalho de vocês será recompensado. (2Cr 15:7)*



Para Deus.

Para Zuleide, Felipe e Bárbara, mãe, “paidastro” e irmã,  
pela formação de meu caráter e incessante apoio.

Para Gasparino, meu pai,  
por financiar toda minha formação colegial.

Para Oma e Opa, meus avós,  
pelos quais tenho profundo amor e admiração.

Para Samira,  
pelo amor, compreensão e incentivo.



## **AGRADECIMENTOS**

A Deus em primeiro lugar;

A CAPES e EMBRACO, pelo suporte financeiro;

Ao professor Cesar José Deschamps, pelo exemplo de caráter e orientação, não só no presente trabalho, mas como nos demais anos de academia;

Ao Eng. Ribas da EMBRACO, pelo suporte e discussões;

Ao professor Saulo Güths, pelas longas discussões sobre sensores de fluxo de calor;

Aos membros da banca examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho;

Aos colegas do POLO André, João, Guilherme, Diogo, Kremer, Tiago, Fabiano, Eduardo, Ricardo, Robert e André Vanini, pela amizade, discussões e suporte ao longo deste caminho, decisivos para conclusão do presente trabalho;

A todos os demais integrantes do POLO, em especial a Dona Sônia e Dona Cida, por proporcionarem sempre um ambiente limpo para execução do trabalho, e a Norma e Márcia, pelos cafezinhos, chás e remédios para dor de cabeça;

Ao corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica, pelos conhecimentos transmitidos;

A todas as pessoas que, de alguma maneira, participaram desta caminhada.



## LISTA DE SÍMBOLOS

$\dot{m}$	- Vazão de massa (kg/s)
$\dot{Q}$	- Taxa de transferência de calor (W)
$\dot{Q}_E$	- Capacidade de refrigeração (W)
$\dot{s}$	- Taxa de geração de calor (W/m <sup>3</sup> )
$\dot{W}_C$	- Potência consumida pelo compressor (W)
$A$	- Área de troca de calor (m <sup>2</sup> )
$C$	- Capacitância (F)
$COP$	- Coeficiente de performance (W/W)
$C_T$	- Capacidade térmica (J/K)
$c_T$	- Capacidade térmica específica (J/kg.K)
$DP$	- Desvio padrão (unidade da grandeza medida)
$E$	- Tensão (V)
$e$	- Espessura (m) ou Energia total específica (J/kg)
$F$	- Fator de forma (-)
$gz$	- Energia potencial gravitacional específica (J/kg)
$h$	- Entalpia específica do fluido refrigerante (J/kg) ou Coeficiente de transferência de calor (W/m <sup>2</sup> .K)
$H$	- Condutância térmica (W/m <sup>3</sup> K)
$HTF$	- Função transferência de calor (W/K)
$i$	- Corrente elétrica que passa pelo resistor (A)
$k$	- Condutividade térmica (W/m.K)
$L$	- Comprimento característico (m)
$N$	- Número de divisões
$n_{TD}$	- Número de termopares diferenciais
$Nu$	- Número de Nusselt (-)
$p$	- Pressão (Pa)
$Pr$	- Número de Prandtl (-)
$q''$	- Fluxo de calor (W/m <sup>2</sup> )
$R$	- Resistência elétrica ( $\Omega$ )
$Re$	- Número de Reynolds (-)

$R_T$	- Resistência térmica (K/W)
$S$	- Sensibilidade do sensor de fluxo de calor (V/W/m <sup>2</sup> )
$SM$	- Sistema de medição (-)
$stu$	- Coeficiente de Student (-)
$T$	- Temperatura (K)
$t$	- Tempo (s)
$u$	- Energia interna específica (J/kg) ou Incerteza padrão (unidade da grandeza medida)
$U$	- Incerteza expandida (unidade da grandeza medida)
$V$	- Velocidade (m/s)

### ***Subíndices***

$A$	- Amperímetro
$AI$	- Ambiente interno
$AR$	- Ar
$BE$	- Balanço de energia
$BOX$	- BOX
$BUNDY$	- Bundy
$C$	- Condensação
$CARC$	- Carcaça
$CARNOT$	- Referente ao Ciclo de Carnot
$CD$	- Câmara de descarga
$COMP$	- Compressor
$COND$	- Condução
$CONV$	- Convecção
$CS$	- Câmara de sucção
$DES$	- Descarga
$DP$	- Desvio Padrão
$E$	- Elétrico
$EE$	- Entrada do evaporador
$ef$	- Efetivo
$EIXO$	- Eixo de acionamento
$EMS$	- Entrada do muffler de sucção

<i>ES</i>	-	Entrada do <i>bundy</i>
<i>EST</i>	-	Estator
<i>EXT</i>	-	Parede externa da carcaça
<i>F</i>	-	Fonte fria
<i>FA</i>	-	Fita de alumínio
<i>GÁS</i>	-	Gás
<i>INF</i>	-	Inferior
<i>INT</i>	-	Parede interna da carcaça
<i>IT</i>	-	Iteração
<i>L</i>	-	Comprimento característico
<i>LAT</i>	-	Lateral
<i>M</i>	-	Medição
<i>MF</i>	-	Muffler frontal
<i>MS</i>	-	Muffler de sucção
<i>P</i>	-	Montagem em paralelo
<i>Q</i>	-	Fonte quente
<i>R</i>	-	Resistor
<i>RAD</i>	-	Radiação
<i>RE</i>	-	Real
<i>REF</i>	-	Referência
<i>S</i>	-	Montagem em série
<i>S</i>	-	Isentrópico
<i>SB</i>	-	Saída do <i>bundy</i>
<i>SE</i>	-	Saída do evaporador
<i>SFC</i>	-	Sensor de fluxo de calor
<i>SM</i>	-	Sistema de medição
<i>SUC</i>	-	Sucção
<i>SUP</i>	-	Superfície ou Superior
<i>T</i>	-	Térmico
<i>V</i>	-	Voltímetro
<i>VIZ</i>	-	Vizinhança

### **Símbolos gregos**

$\alpha$	-	Diferença de poder termoelétrico entre dois metais (V/K)
$\delta$	-	Distância entre muffler de sucção e estator (m)
$\Delta$	-	Diferença
$\eta$	-	Eficiência (%)
$\varepsilon$	-	Emissividade (-)
$\mu$	-	Viscosidade absoluta (Pa.s)
$\nu$	-	Graus de liberdade (-)
$\rho$	-	Massa específica (kg/m <sup>3</sup> )
$\sigma$	-	Constante de Stefan-Boltzmann (W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup> )

# SUMÁRIO

<b>Sumário .....</b>	<b>xv</b>
<b>Resumo .....</b>	<b>xix</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>xxi</b>
<b>CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO .....</b>	<b>23</b>
1.1. Considerações iniciais .....	23
1.2. Ciclo de refrigeração real .....	26
1.3. Compressor hermético alternativo de refrigeração doméstica .....	30
1.4. Distribuição das perdas energéticas no ciclo de refrigeração .....	33
1.5. Síntese do trabalho .....	36
<b>CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>38</b>
2.1. Transferência de calor em compressores alternativos .....	39
2.2. Sensores de fluxo de calor em diferentes aplicações .....	49
2.3. Objetivos específicos.....	52
<b>CAPÍTULO 3 - SENSORES DE TEMPERATURA E DE FLUXO DE CALOR..</b>	<b>54</b>
3.1. Sensores de temperatura.....	54
3.2. Sensores de fluxo de calor.....	56
3.2.1 Princípio de funcionamento .....	56
3.2.2 Tipos de SFC' s.....	60
3.2.3 Calibração .....	64
<b>CAPÍTULO 4 - BANCADA EXPERIMENTAL.....</b>	<b>71</b>
4.1. Bancada de testes de ciclo quente .....	71
4.2. Medição e controle das pressões .....	77
4.3. Medição e controle das temperaturas .....	77
4.4. Medição do fluxo de massa .....	80
4.5. Medição do consumo energético do compressor .....	81
4.6. Sistema de refrigeração secundário.....	82
4.7. Sistema de aquisição de sinais .....	85
<b>CAPÍTULO 5 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL .....</b>	<b>88</b>
5.1. Instrumentação do Compressor .....	88

5.1.1	Instrumentação da carcaça .....	89
5.1.2	Instrumentação do <i>kit</i> .....	95
5.1.3	Pontos críticos da instrumentação.....	101
5.2.	Procedimento de teste.....	105
5.2.1	Preparação da bancada.....	106
5.2.2	Execução de testes .....	110
5.2.3	Tratamento de dados .....	112
<b>CAPÍTULO 6 – RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>		<b>116</b>
6.1.	Introdução.....	116
6.2.	Verificação dos dados experimentais.....	117
6.2.1	Balanco de energia na carcaça .....	117
6.2.2	Simulação da condução de calor na carcaça .....	123
6.3.	Análise térmica do compressor na condição de referência .....	126
6.3.1	Carcaça.....	127
6.3.2	<i>Kit</i> do compressor .....	137
6.4.	Efeito da condição de operação.....	157
6.4.1	Carcaça.....	158
6.4.2	<i>Kit</i> do compressor .....	167
6.5.	Efeito do óleo lubrificante na transferência de calor.....	185
6.5.1	Parede Interna da Carcaça.....	186
6.5.2	Parede Externa da Carcaça.....	190
6.6.	Transiente térmico do compressor .....	192
6.6.1	Carcaça.....	193
6.6.2	<i>Kit</i> do compressor .....	195
6.7.	Conclusões .....	206
<b>CAPÍTULO 7 – CONSIDERAÇÕES FINAIS.....</b>		<b>209</b>
<b>CAPÍTULO 8 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>		<b>212</b>
<b>APÊNDICE I – SENSIBILIDADE DOS SFC’S .....</b>		<b>220</b>
<b>APÊNDICE II – ESPECIFICAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS .....</b>		<b>217</b>
<b>APÊNDICE III – ESTIMATIVA DO FLUXO DE CALOR NA BORDA FLANGEADA E NA PLACA BASE .....</b>		<b>224</b>
<b>APÊNDICE IV - ANÁLISE DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO.....</b>		<b>227</b>

IV.1 Incerteza das medições da bancada de ciclo quente .....	227
IV.2 Incerteza das medições no compressor.....	231
IV.2.1 Incerteza das medições de temperatura .....	231
IV.2.2 Incerteza das medições de fluxo de calor .....	232
IV.2.3 Incerteza associada ao coeficiente de transferência de calor.....	233



## RESUMO

A eficiência de compressores alternativos de refrigeração é bastante afetada pelo superaquecimento do fluido refrigerante, causada principalmente pela transferência de calor no sistema de sucção. Diversos trabalhos vêm sendo desenvolvidos ao longo dos anos, a fim de proporcionar um melhor entendimento da dinâmica da transferência de calor no interior do compressor e propor alternativas para a redução do superaquecimento. Porém, geralmente as análises são realizadas com base em medições de temperatura no fluido refrigerante e nos componentes do compressor, com a transferência de calor sendo estimada via balanço de energia. O objetivo principal do presente trabalho é o desenvolvimento de um procedimento experimental para a medição direta do fluxo de calor, inexistente ainda para componentes do compressor, validada a partir de balanços de energia. A partir dessas medições, estimativas de coeficientes locais de transferência de calor foram também obtidas, permitindo interpretar os modos de transferência de calor e a interação térmica entre diversas regiões do compressor. Além desta contribuição, o trabalho analisa o efeito de alguns parâmetros sobre a transferência de calor, tais como temperaturas de evaporação e de condensação, condição de transiente térmico do compressor e escoamento de óleo lubrificante sobre a superfície interna da carcaça. Observou-se que os coeficientes locais de transferência de calor nos componentes do compressor são praticamente independentes das temperaturas de evaporação e de condensação e que os fluxos de calor nesses componentes praticamente mantêm a mesma distribuição proporcional do calor total trocado. As medições permitiram também concluir que o escoamento de óleo lubrificante na superfície interna da carcaça aumenta consideravelmente a rejeição de calor do compressor para o ambiente externo e, além disto, afeta de forma significativa a interação térmica entre componentes do compressor. A investigação do regime transiente térmico do compressor revelou diferentes escalas de tempo para os componentes. Finalmente, detectou-se que, apesar da grande movimentação de óleo e gás no interior do compressor, a troca de calor por radiação é expressiva em alguns de seus componentes.



## ABSTRACT

The efficiency of reciprocating compressors is greatly affected by gas superheating associated with heat transfer in the suction system. Such superheating losses are affected by many factors, which can interact among themselves in a nontrivial manner. Several efforts have been directed to provide a better understanding of heat transfer inside the compressor and, as a consequence, alternatives to reduce superheating. However, thermal analysis of compressors is quite a difficult task due to its geometric complexity, which makes it difficult the use of simple modeling approaches. Arguably, the use of thermocouples is the most consolidated technique to characterize the thermal behavior of compressors, allowing one to estimate heat transfer in several of the compressor components through energy balances. However, a main drawback of thermocouples is that information is restricted to temperature and, hence, a detailed analysis of the heat exchange between compressor components is not possible. The main objective of the present work is an experimental investigation aimed at characterizing heat transfer in a small reciprocating compressor under actual operating conditions. Measurements are carried out with heat flux sensors in several components of the compressor and validated through comparisons with results derived from energy balances and numerical simulations. Additionally, measurements of heat flux and temperature are combined to obtain heat transfer coefficients in some of the compressor components in order to identify heat transfer mechanisms and thermal interaction in the compressor. The results show that local heat transfer coefficients are not affected by the compressor operating condition, represented by condensing and evaporating temperatures. On the other hand, it was observed that the oil flow on the shell internal surface has a major effect on the amount of heat the compressor is able to reject to the external ambient. The investigation also reveals the presence of different time scales associated with each component during the compressor thermal transient regime. Finally, despite the presence of oil and convection induced by the crankshaft mechanism, experimental data indicates that radiation heat transfer is significant in some components.



---

# CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

---

## 1.1. Considerações iniciais

O uso de refrigeradores domésticos é parte integrante da vida da civilização contemporânea. Não se trata de uma questão de luxo, como há muitos anos atrás era considerada, mas sim de necessidade. Entretanto, a refrigeração não é uma exclusividade residencial, estando presente também na área industrial, comercial, medicinal, dentre outras, o que só enfatiza a sua importância para a sociedade, sob diversas perspectivas.

Dentre as diferentes técnicas de refrigeração existentes, destaca-se o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor. O primeiro registro de confecção de um refrigerador que opera segundo essa técnica é de 1834, e pertence ao norte-americano Jacob Perkins. O inventor percebeu que era possível montar uma operação cíclica que compreendesse a evaporação e a condensação de um fluido volátil em dois níveis de pressão distintos e, que para isso, precisaria de outros dois dispositivos agregados ao ciclo, um para elevar e outro para reduzir a pressão.

A operação do ciclo proposto por Perkins ocorre através de uma série de processos. Em um deles, o fluido volátil, conhecido como fluido refrigerante, escoar no interior do evaporador, onde é evaporado através da absorção de calor do ambiente a ser refrigerado. Em seguida, o vapor segue para o compressor que eleva a sua pressão e promove a sua movimentação dentro do sistema, consumindo energia para exercer tal função. O vapor superaquecido à alta pressão, descarregado pelo compressor, segue para o condensador, onde passa pelo processo de condensação através da liberação de calor para outro ambiente. Na seqüência, o fluido refrigerante passa por um dispositivo de expansão, reduzindo a sua pressão e temperatura, para então retornar ao evaporador a fim de completar o ciclo. A grande maioria dos refrigeradores domésticos opera segundo o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor, e um esquema deste é observado na Figura 1.1.

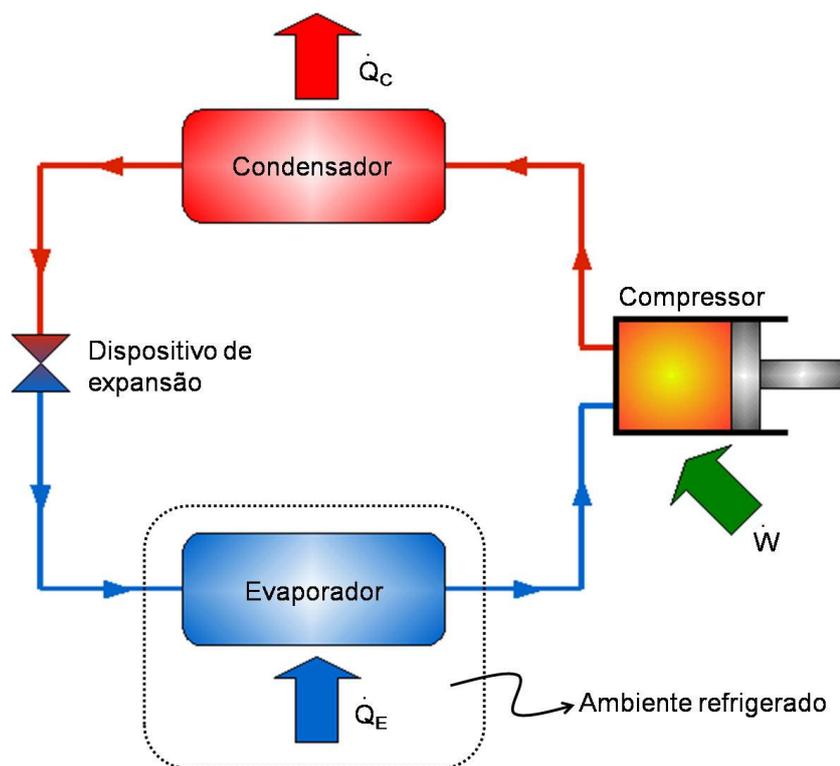


Figura 1.1 – Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor, proposto por Perkins em 1834.

Geralmente, os refrigeradores domésticos são compostos por um evaporador, um condensador, um dispositivo de expansão do tipo tubo capilar, um trocador de calor formado entre a linha que conecta a saída do evaporador à sucção do compressor e o tubo capilar, e um compressor hermético alternativo. O termo “alternativo” se refere ao deslocamento de um pistão dentro de um cilindro (ou câmara de compressão) promovendo movimentos de compressão/descarga e expansão/sucção alternados. O termo “hermético” diz respeito ao enclausuramento de toda a estrutura do compressor (sistemas de sucção e descarga, mecanismo de compressão e motor) no interior de um invólucro metálico lacrado, conhecido como carcaça.

A relação entre a taxa de calor removida pelo evaporador do ambiente refrigerado, ou capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_E$ ), e a potência consumida pelo compressor ( $\dot{W}_C$ ), origina o parâmetro mais utilizado na análise do desempenho de um ciclo de refrigeração, conhecido como Coeficiente de Performance (*COP*):

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C} \quad (1.1)$$

A capacidade de refrigeração, por sua vez, é calculada conforme a equação (1.2):

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_{SE} - h_{EE}) \quad (1.2)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão de massa fornecida pelo compressor e  $h_{EE}$  e  $h_{SE}$  são as entalpias específicas do fluido refrigerante na entrada e saída do evaporador, respectivamente. A intenção dos projetistas de compressores, do ponto de vista energético, é maximizar o *COP* do sistema de refrigeração, o que implica em um projeto adequado de cada de seus componentes, incluindo o compressor. Deve ser ressaltado que o projeto de um compressor não é focado somente em sua eficiência energética, mas abrange outras variáveis importantes, relacionadas a vibrações, acústica e custos de fabricação.

As equações (1.1) e (1.2) evidenciam a importância do compressor no desempenho do sistema de refrigeração, pois ele é geralmente o único componente que consome energia para exercer sua função. De fato, energia é um assunto que vem sendo discutido exaustivamente ao longo dos últimos anos, principalmente por ser, em sua maior parte, oriunda de fontes não-renováveis, como o petróleo e seus derivados. No Brasil, entretanto, grande parte da energia consumida é proveniente também de usinas hidrelétricas e, com o intuito de estimular o uso racional desta, o governo tem implantado algumas políticas de controle, dentre elas, o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica, ou PROCEL. De acordo com dados levantados pelo PROCEL para o ano base 2005, 22,2% do consumo total de energia elétrica no país é atribuído ao setor residencial, sendo que 47% desse consumo é demandado por sistemas de refrigeração (geladeiras, *freezers* e condicionadores de ar). Em outras palavras, sistemas de refrigeração residenciais representam mais de 10% do consumo de energia elétrica total do país.

A relevância do consumo energético de sistemas de refrigeração residenciais frente à matriz energética brasileira atua como agente motivador, que justifica com sobras o esforço empreendido por engenheiros em reduzir o consumo energético em tal setor. No entanto, para conduzir essa tarefa, é necessário ter um conhecimento detalhado do ciclo de refrigeração e, mais precisamente, dos processos envolvidos no compressor, tais como o escoamento de gás refrigerante e do óleo lubrificante em seu interior. Somente assim, torna-se possível identificar e quantificar as perdas energéticas associadas a um sistema de refrigeração e, conseqüentemente, entender as melhores alternativas para a melhoria de

seu desempenho. Dentro deste contexto, as próximas seções deste capítulo tratarão do ciclo de refrigeração real, do compressor hermético alternativo e da distribuição das perdas energéticas.

## 1.2. Ciclo de refrigeração real

Antes de abordar o desempenho particular do compressor, através de uma análise da distribuição das perdas energéticas em seu interior, convém realizar um estudo preliminar sob o ponto de vista do ciclo de refrigeração. Esse estudo consiste em identificar as diferenças existentes entre um ciclo real e um ciclo de referência, conhecido como Ciclo de Carnot.

Em 1824, o engenheiro francês Sadi Carnot concluiu em seus estudos que a eficiência máxima de uma máquina térmica que opera entre duas fontes de temperaturas distintas é função, somente, de suas temperaturas. Gosney (1982) mostra que, a partir da definição de coeficiente de performance de um ciclo de refrigeração, dada pela equação (1.1), não é difícil obter o coeficiente de performance do Ciclo de Carnot:

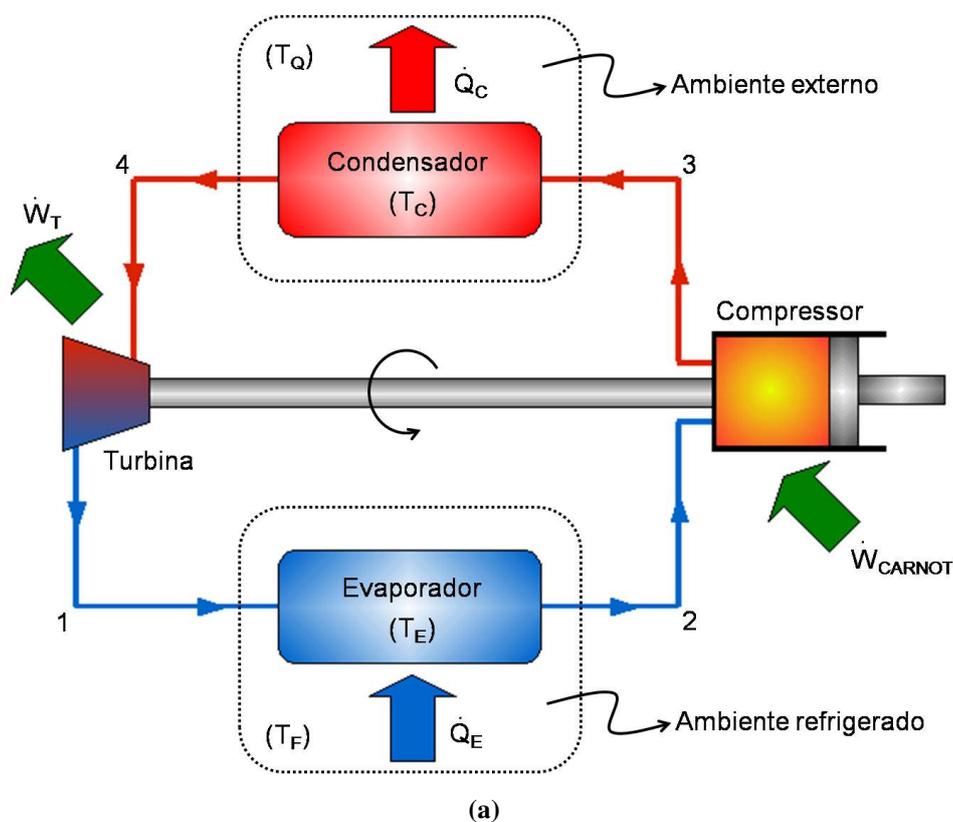
$$CoP_{CARNOT} = \frac{T_F}{T_Q - T_F} \quad (1.3)$$

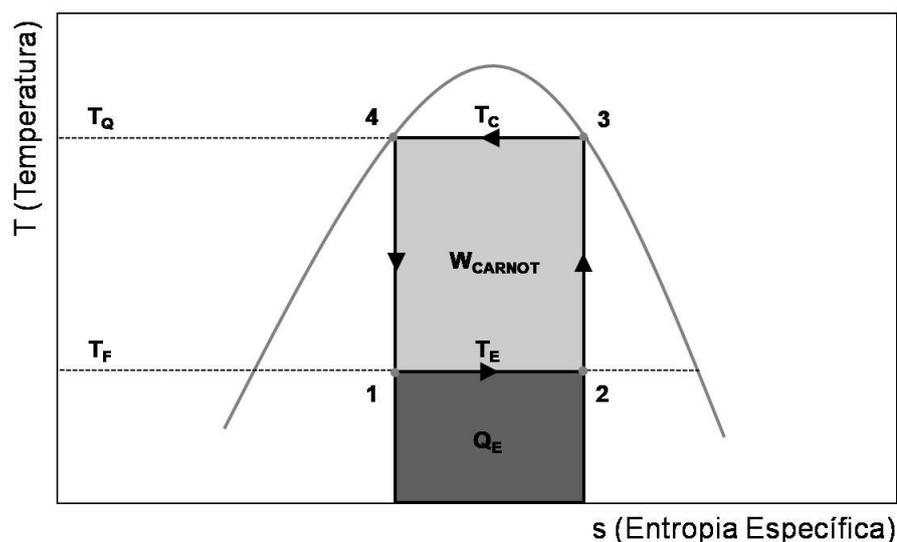
onde  $T_F$  e  $T_Q$  são as temperaturas das fontes fria e quente, respectivamente, ou, do ponto de vista do sistema de refrigeração, as temperaturas do ambiente refrigerado e do ambiente externo. O cálculo do  $CoP_{CARNOT}$  é de extrema importância pois permite saber o limite teórico de desempenho de um sistema de refrigeração e avaliar seu grau de ineficiência.

Embora tenha postulado que a máxima eficiência de uma máquina térmica dependa somente das temperaturas das fontes entre as quais ela opera, Carnot não especificou o ciclo de operação que proporcionaria tal eficiência. Somente anos mais tarde, o engenheiro britânico William Thomson, mais conhecido como Lord Kelvin, propôs o princípio termodinâmico de funcionamento do ciclo que viria a ser chamado de ciclo de Carnot.

O ciclo imaginado por Kelvin é considerado ideal, pois os processos termodinâmicos são reversíveis, ou seja, não existe atrito e as transferências de calor

ocorrem sob diferenças infinitesimais de temperaturas constantes. O ciclo de refrigeração de Carnot é representado na Figura 1.2, através de um esquema do ciclo e do diagrama temperatura versus entropia específica ( $T \times s$ ) do mesmo. Neste último, observa-se que o ciclo é composto por quatro processos termodinâmicos: (1-2) admissão de calor a temperatura constante, (2-3) compressão adiabática reversível, ou isentrópica, (3-4) liberação de calor a temperatura constante e (4-1) expansão adiabática reversível. A título de comparação com o ciclo de Carnot, a Figura 1.3 apresenta o diagrama T-s de um ciclo de refrigeração real.





(b)

Figura 1.2 – Ciclo de Carnot: (a) Esquema do ciclo e (b) diagrama T x s.

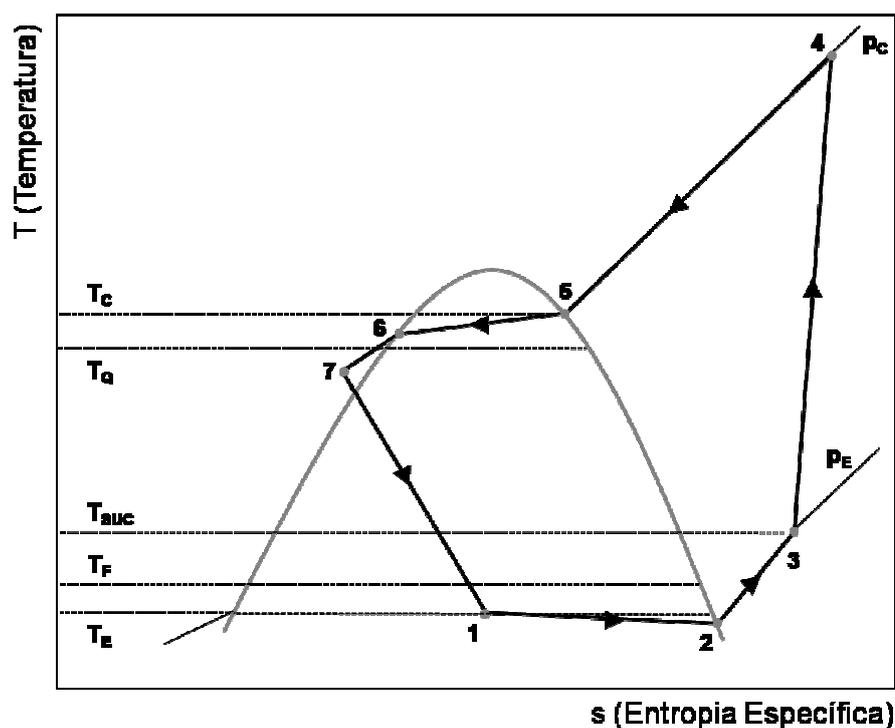


Figura 1.3 – Diagrama T x s de um ciclo de refrigeração real.

Observando as Figuras 1.2(b) e 1.3, notam-se algumas diferenças entre o Ciclo de Carnot e o ciclo típico de refrigeração por compressão de vapor. Primeiramente, destaca-se a impossibilidade de se reproduzir na prática um processo reversível, de modo que o atrito está sempre presente ao longo de todo o ciclo real. Um segundo ponto, ainda ligado à questão da reversibilidade e que é impraticável em um ciclo real, é a transferência de

calor sob diferenças infinitesimais de temperatura, em que a temperatura de evaporação tenderia à temperatura do ambiente refrigerado ( $T_E \rightarrow T_F$ ) e a temperatura de condensação tenderia à temperatura do ambiente externo ( $T_C \rightarrow T_Q$ ). Segundo Possamai & Todescat (2004), as taxas de transferência de calor promovidas pelas diferenças finitas entre as temperaturas do evaporador e ambiente refrigerado e entre temperaturas do condensador e ambiente externo, comumente utilizadas em sistemas de refrigeração, proporcionam uma perda de 35% de eficiência do ciclo, quando comparado ao Ciclo de Carnot ideal.

A terceira diferença entre os ciclos ideal e real concerne à ausência de um dispositivo de expansão do tipo turbina no ciclo real, de forma que toda a potência consumida pelo compressor provém de uma fonte externa, ao contrário do Ciclo de Carnot, onde a turbina utilizada para expansão do fluido refrigerante fornece trabalho para o compressor. Como comentado brevemente no início do capítulo, a expansão do fluido refrigerante em sistemas de refrigeração domésticos é realizada por tubos capilares não adiabáticos (processo 7-1, Figura 1.3), que são acoplados à linha de sucção do compressor para a formação de um trocador de calor. Tal troca de calor visa o aumento da capacidade de refrigeração do ciclo, reduzindo a entalpia específica do fluido refrigerante na entrada do evaporador. O conseqüente superaquecimento do fluido refrigerante na sucção do compressor (processo 2-3, Figura 1.3), decorrente dessa troca de calor, ajuda a evitar a presença de refrigerante líquido no interior da câmara de compressão e eventuais “golpes de líquido”, os quais podem danificar seriamente o compressor.

O superaquecimento do fluido refrigerante na sucção do compressor origina a quarta diferença entre o Ciclo de Carnot e o ciclo de refrigeração real. No Ciclo de Carnot, a compressão é idealmente isentrópica e bifásica, conforme indica o processo 2-3 na Figura 1.2(b). Porém, como a compressão no ciclo real é realizada para vapor superaquecido (processo 3-4, Figura 1.3), a temperatura ao final desta é muito maior que a temperatura observada ao final da compressão de Carnot. Tal acréscimo de temperatura provoca altas taxas de transferência de calor para o ambiente externo, uma situação contrária àquela do Ciclo de Carnot.

Basicamente, as diferenças entre os ciclos supracitados são as de maior relevância e, uma vez esclarecidas, convém descrever em detalhes o funcionamento do compressor, para que, na seqüência, seja possível discorrer sobre as perdas energéticas em um sistema de refrigeração.

### 1.3. Compressor hermético alternativo de refrigeração doméstica

Como já comentado, o compressor alternativo hermético é o mais difundido em sistemas de refrigeração doméstica. O deslocamento de massa de refrigerante através do movimento alternado de um pistão lhe confere flexibilidade para comportar uma ampla faixa de capacidade de refrigeração, quando comparado às demais tecnologias de compressão. Adicionalmente, seu caráter hermético possibilita que o mesmo opere durante vários anos sem necessidade de reposição de carga de fluido refrigerante, uma vez que os vazamentos provenientes do processo de compressão ficam retidos no interior da própria carcaça e acabam sendo incorporados constantemente ao sistema.

Em sua essência, o compressor alternativo hermético de refrigeração doméstica é estruturalmente composto por três sistemas: sucção, compressão e descarga. O sistema de sucção, por sua vez, é composto por outros quatro componentes: passador de sucção, muffler de sucção, câmara de sucção e válvula de sucção. O passador de sucção, na verdade, é um tubo que conecta a tubulação proveniente do evaporador à carcaça do compressor, sendo responsável, portanto, pela admissão do gás para o interior do mesmo. O muffler de sucção, posicionado na seqüência, é um componente responsável pelo amortecimento de pulsações de pressão no escoamento, decorrentes das aberturas de alta frequência da válvula de sucção, reduzindo a geração de ruído acústico e de vibração. Além disto, o muffler de sucção atua também como um reservatório de fluido refrigerante a baixas temperaturas. Na saída do muffler de sucção encontra-se a câmara de sucção, que direciona o escoamento para ser admitido pela câmara de compressão. As câmaras de sucção e compressão são separadas pela válvula de sucção, cuja movimentação se deve à diferença de pressão entre as duas câmaras.

O sistema de compressão é composto pela câmara de compressão (ou cilindro), pistão, mecanismo de acionamento e motor elétrico. O pistão, que se movimenta alternativamente no interior da câmara de compressão, é conectado a um eixo excêntrico por meio de uma biela, constituindo um mecanismo biela-manivela. O acionamento do mecanismo é promovido por um motor de indução, em que o eixo excêntrico é acoplado ao rotor. Por sua vez, o rotor é envolvido por um estator ligado a duas bobinas responsáveis pela alimentação elétrica do motor. Cada rotação do eixo excêntrico corresponde a um ciclo completo, envolvendo os processos de sucção, compressão e descarga do gás.

O sistema de descarga é formado por uma válvula, câmara de descarga, muffler, tubo *bundy* e passador da descarga. A câmara de descarga recebe o gás que deixa a câmara de compressão através da válvula de descarga, a qual é também do tipo automática, pois o seu movimento é regido pela diferença de pressão entre as duas câmaras. A câmara de descarga tem seu domínio delimitado pela tampa da descarga e é geometricamente bem diferente da câmara de sucção, possuindo um maior volume. Tais diferenças são atribuídas à pulsação de pressão do escoamento, como mencionado anteriormente. No entanto, no sistema de descarga essa questão é mais crítica devido ao fato de que os níveis de pressão nessa região são bem superiores àqueles observados na câmara de sucção.

Após a câmara de descarga, encontra-se o muffler de descarga, usualmente composto por dois volumes de formato cilíndrico, denominados “Volume 1 Helmholtz” e “Volume 2 Helmholtz”, os quais são usinados no bloco, da mesma forma como feito para câmara de compressão. Tais volumes têm a função de amortecer a pulsação de pressão do escoamento, com um papel semelhante ao do muffler de sucção. Os volumes são vedados em seu topo por uma tampa de cobre, sendo que na tampa do Volume 2 Helmholtz é soldado um tubo chamado de *bundy*. Esse tubo conecta os volumes Helmholtz ao passador de descarga e apresenta uma série de dobras propositalmente projetadas ao longo do seu comprimento, visando reduzir a rigidez da ligação do sistema à carcaça e, assim, reduzir a transmissão de vibrações para o meio externo. Finalmente, o último componente do sistema de descarga é o passador de descarga, que tem um papel análogo ao passador de sucção, ou seja, conectar a carcaça do compressor à tubulação que guia o escoamento ao condensador. A Figura 1.4 apresenta desenhos detalhados tridimensionais do compressor, onde é possível visualizar todos os componentes anteriormente descritos.

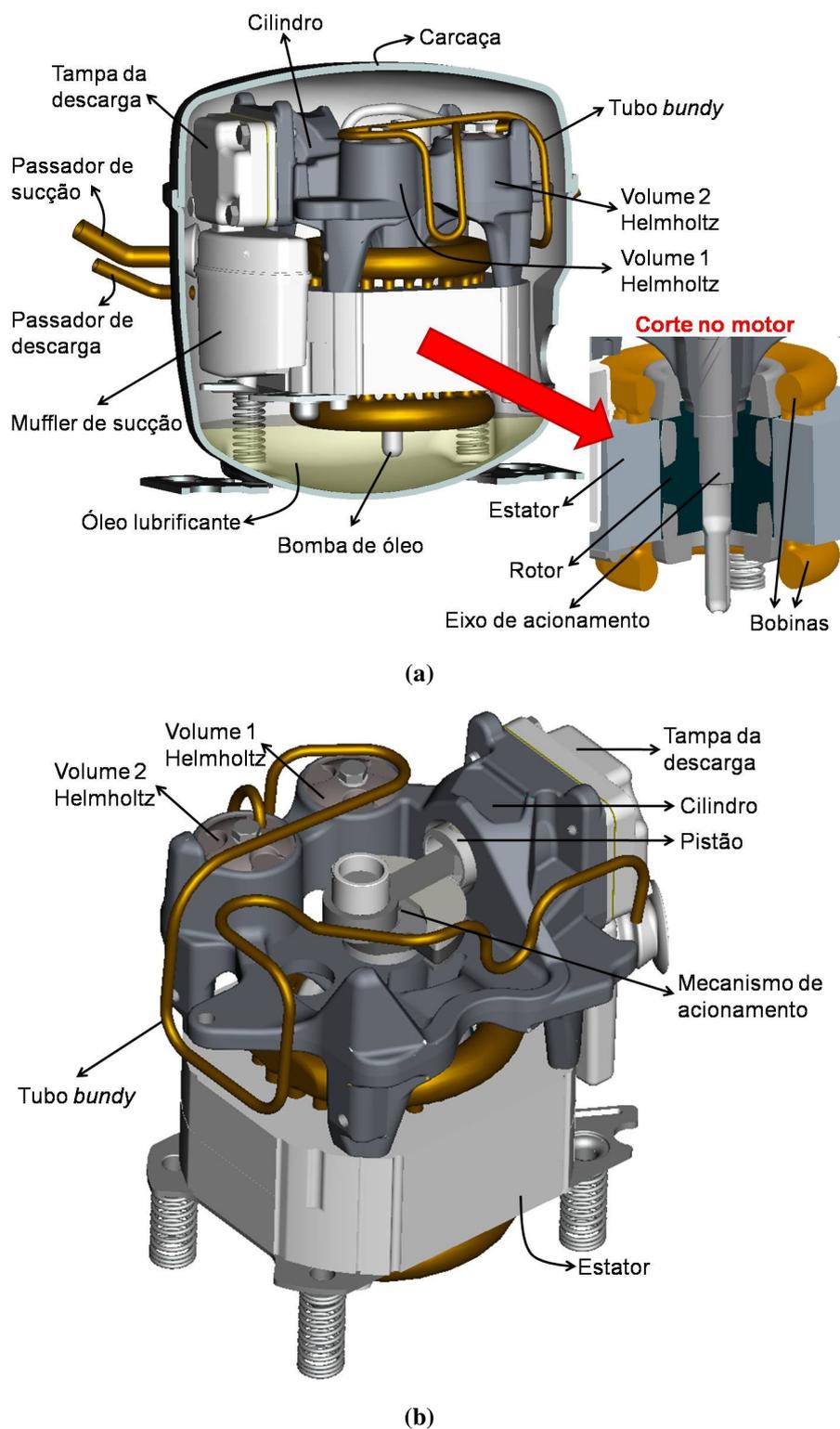


Figura 1.4 – Vistas tridimensionais das regiões (a) lateral do compressor, com destaque para corte no motor e (b) traseira.

Um componente imprescindível para o bom funcionamento do compressor é o óleo lubrificante. Além de atuar na lubrificação das partes móveis do compressor, o óleo exerce uma função-chave na remoção do calor gerado pelo processo de compressão,

atuando assim sobre o campo de temperatura dos componentes do compressor. O óleo lubrificante fica acumulado no cárter, na região inferior da carcaça, e de lá é succionado por uma bomba de óleo, acoplada ao eixo de acionamento. À medida que o eixo gira, o óleo escoá pelo interior da bomba, até sair pelo topo do eixo, na forma de um jato, colidindo com a parte superior da carcaça. Parte do óleo escoá pela superfície interna da carcaça e outra parte escorre sobre os demais componentes do compressor, mas em ambas as situações retorna ao cárter pela ação da gravidade.

Cada um dos componentes mencionados tem um papel fundamental no funcionamento do compressor, e seus formatos e posicionamentos são precisamente dimensionados visando seu melhor desempenho. Uma vez que os componentes do compressor foram detalhados, é possível agora identificar as perdas energéticas do compressor.

#### **1.4. Distribuição das perdas energéticas no ciclo de refrigeração**

As perdas energéticas em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor podem se referir ao ciclo, de uma maneira geral, e ao compressor, por ser o componente responsável pelo consumo energético do ciclo de refrigeração. Sendo assim, as perdas energéticas são classificadas conforme quatro categorias: perdas do ciclo, referente ao ciclo de refrigeração propriamente dito, perdas elétricas, perdas mecânicas e perdas termodinâmicas, referentes ao compressor isoladamente.

As perdas do ciclo, como o próprio nome sugere, estão associadas às ineficiências do ciclo de refrigeração real em relação ao ciclo de Carnot. Segundo Possamai & Todescat (2004), os fatores que contribuem para as perdas energéticas no ciclo real decorrem da ausência de um dispositivo de expansão do tipo turbina e da compressão isentrópica de vapor superaquecido. O primeiro fator elimina a possibilidade de reaproveitamento de parte da energia da expansão do fluido refrigerante para auxiliar o acionamento do compressor. O segundo fator se refere aos altos níveis de temperatura obtidos ao final da compressão isentrópica de vapor superaquecido, que proporcionam altas taxas de transferência de calor para o ambiente externo, contrariamente ao que acontece em um ciclo de Carnot. A eficiência do ciclo, de acordo com Possamai & Todescat (2004) é da ordem de 81%.

As perdas elétricas se referem às ineficiências do motor elétrico e do sistema de partida do compressor. A eficiência elétrica de um compressor hermético alternativo com capacidade de refrigeração de 900Btu/h, empregando o fluorcarboneto R134a como fluido refrigerante, em condição de operação padronizada pela norma ASHRAE/LBP<sup>1</sup>, é da ordem de 87%, e relaciona a potência entregue ao mecanismo de acionamento mecânico à potência bruta fornecida pela rede elétrica.

As perdas mecânicas ocorrem devido ao atrito em regiões pontuais do mecanismo de acionamento do compressor, como nos mancais, folga pistão-cilindro e contato entre bomba de óleo e óleo acumulado no cárter. A eficiência mecânica, que relaciona a potência entregue ao fluido refrigerante à potência fornecida pelo motor elétrico, é da ordem de 87%, segundo Possamai & Todescat (2004). No entanto, ao contrário das perdas elétricas, as perdas mecânicas dependem consideravelmente do perfil térmico do compressor, uma vez que a viscosidade do óleo lubrificante varia com a temperatura, e podem ser alteradas mediante a variação da condição de operação.

Finalmente, destacam-se as perdas termodinâmicas, que estão associadas às ineficiências geradas em função do escoamento do fluido refrigerante no interior do compressor. Os fatores que compõem as perdas termodinâmicas são o superaquecimento do fluido refrigerante na sucção do compressor e as irreversibilidades dos processos de compressão, sucção e descarga.

Embora seja necessário evitar a presença de líquido na câmara de compressão, o superaquecimento na sucção representa uma das principais parcelas de perda energética do compressor, devido à redução da eficiência volumétrica do processo de compressão. Quanto maior for a temperatura do gás, menor é sua massa específica e, conseqüentemente, menores serão a massa de fluido succionada e deslocada pelo compressor, para um mesmo volume deslocado pelo pistão no interior do cilindro. A redução do fluxo de massa provoca uma redução da capacidade de refrigeração, dada pela equação (1.2), e tende a reduzir a potência consumida pelo compressor ( $\dot{W}_c$ ), expressa por:

---

<sup>1</sup> *LBP, MBP e HBP* – referem-se à classificação dada a condições de testes padronizados de compressores, de acordo com a temperatura de evaporação. A condição *LBP (Low Back Pressure)* busca representar aplicações com baixa temperatura de evaporação (de -40°C até -10°C), associadas a baixas pressões de evaporação.

$$\dot{W}_C = \dot{m}(h_{DES} - h_{SUC}) \quad (1.4)$$

onde  $h_{SUC}$  e  $h_{DES}$  são as entalpias específicas do fluido refrigerante na sucção e descarga do compressor, respectivamente. Porém, quanto maior for a temperatura do fluido refrigerante na sucção, maior é a diferença de entalpia entre a descarga e a sucção, em virtude da própria natureza do fluido refrigerante. Assim, segundo Kremer (2006), o efeito da redução do fluxo de massa é balanceado pelo aumento da diferença de entalpia, o que mantém praticamente constante a potência de compressão em relação à temperatura de sucção, em uma determinada condição de operação. Conclui-se, portanto, que o superaquecimento do fluido refrigerante na sucção do compressor ocasiona diminuição do coeficiente de performance, ou desempenho do ciclo de refrigeração. Um compressor de 900Btu/h, testado em condição de operação padronizada pela norma ASHRAE, tem sua temperatura controlada a 32°C no passador de sucção, porém, apresenta temperaturas da ordem de 50°C na câmara de sucção, ou seja, quase 20°C de superaquecimento no curto trecho do sistema de sucção.

Outra parcela que afeta significativamente o desempenho do compressor está relacionada à eficiência do processo de compressão. Perdas de carga nos sistemas de sucção e descarga, refluxo pelas válvulas, vazamentos na folga pistão-cilindro e irreversibilidades no processo de compressão, fazem com que, ao invés de um processo adiabático reversível (isentrópico), ocorra um processo politrópico em um ciclo real. A análise do nível de irreversibilidade é realizada através do cálculo da eficiência isentrópica, que é a razão entre a diferença de entalpia observada na compressão isentrópica e real:

$$\eta_S = \frac{h_{DES;S} - h_{SUC}}{h_{DES;RE} - h_{SUC}} \quad (1.5)$$

onde  $h_{DES;S}$  e  $h_{DES;RE}$  são as entalpias específicas do fluido refrigerante na descarga das compressões isentrópica e real, respectivamente.

Segundo Ribas *et al.* (2008), a eficiência termodinâmica do compressor, mediante as mesmas capacidade e condição de operação já especificadas, se apresenta na faixa de 80 a 83%, com uma distribuição das parcelas que compõem as perdas termodinâmicas, conforme ilustrado na Figura 1.5.

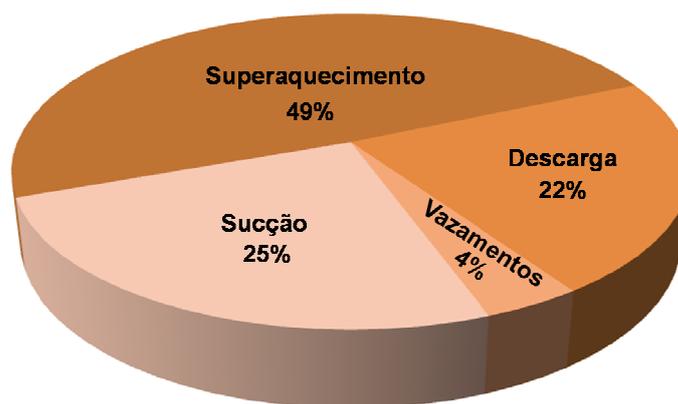


Figura 1.5 – Distribuição das fontes das perdas termodinâmicas em um compressor de 900 Btu/h, segundo Ribas *et al.* (2008).

Percebe-se, ao observar a Figura 1.5, que a parcela de superaquecimento do fluido refrigerante no sistema de sucção é bastante significativa. Desta forma, a redução do superaquecimento representa um grande potencial para a melhoria do desempenho do compressor e, por esse motivo, tem atraído a atenção de projetistas. De fato, as pesquisas relacionadas à transferência de calor no interior de compressores são motivadas, sobretudo, por essa parcela de ineficiência termodinâmica, sendo também o contexto principal em que o presente trabalho se insere.

## 1.5. Síntese do trabalho

Diante do breve apanhado sobre o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, com ênfase no compressor hermético alternativo de refrigeração doméstica, podem ser destacados alguns pontos que motivam a execução do presente trabalho.

Em um primeiro plano se encontra a inquestionável situação do consumo de energia no planeta, sobretudo sob a esfera dos sistemas de refrigeração domésticos, que são responsáveis por mais de 10% do consumo energético total do Brasil. Ainda que pesquisas venham sendo desenvolvidas com frequência no âmbito da eficiência energética de sistemas de refrigeração domésticos, o consumo de energia dos mesmos vem aumentando em virtude da elevação ininterrupta da demanda de geladeiras, *freezers* e condicionadores de ar por parte da população. Atualmente, é comum encontrar residências com no mínimo um refrigerador, um *freezer* e um condicionador de ar. Em outros tempos, os sistemas de refrigeração eram menos eficientes, porém a demanda também era menor.

A segunda motivação, em um nível mais específico que a primeira, se refere às ineficiências do compressor hermético alternativo, sobretudo à eficiência termodinâmica, que apresenta os maiores potenciais para ganho em desempenho. Dentre as parcelas que compõem tais perdas, destaca-se o grau de superaquecimento no sistema de sucção do compressor, que representa aproximadamente 25% de suas perdas totais.

Inúmeros esforços vêm sendo realizados ao longo dos anos para reduzir as perdas energéticas de compressores alternativos, através do emprego de técnicas experimentais e computacionais. Como as perdas energéticas estão intimamente relacionadas ao perfil térmico do compressor, a maioria dos trabalhos de caráter experimental consiste, basicamente, em medições de temperatura em diversos pontos do compressor e, posteriormente, na análise acerca da transferência de calor em seus componentes, baseada em tais medições.

A escassez de técnicas para o mapeamento térmico do compressor também impulsionou o desenvolvimento do presente trabalho, que tem como proposta chave a avaliação experimental do fluxo de calor em componentes de um compressor alternativo hermético de refrigeração doméstica mediante a utilização de sensores de fluxo de calor (SFC's) comerciais. Os SFC's são instalados sobre as superfícies dos componentes de interesse do compressor, a fim de medir o fluxo de calor local. Grande parte das medições de fluxo de calor são acompanhadas de medições de temperatura na mesma região. Adicionalmente, medições de temperatura são também realizadas no fluido refrigerante e óleo lubrificante. O conjunto de dados experimentais permite avaliar, além das temperaturas e fluxo de calor, coeficientes de transferência de calor locais junto a diversos componentes do compressor.

Ao fim desta introdução, salienta-se a seqüência de abordagem do presente trabalho. O Capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica de trabalhos referentes ao estudo da transferência de calor em compressores herméticos alternativos e ao uso de SFC's em diferentes aplicações. Em seguida, o Capítulo 3 aborda em detalhes o princípio de operação, os tipos e a calibração de SFC's. A bancada utilizada para realização dos testes com o compressor, bem como todos os seus componentes, é especificada em detalhes no Capítulo 4. O Capítulo 5 foi reservado para abordagem do procedimento de medição, que explica desde a instrumentação do compressor com termopares e SFC's até a extração e tratamento dos dados experimentais. Os resultados e discussões são, enfim, apresentados no Capítulo 6, e as conclusões, juntamente com sugestões para trabalhos futuros, são indicadas no Capítulo 7.

---

## CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

---

A transferência de calor em compressores é um assunto que vem sendo estudado exaustivamente há mais de quarenta anos, e a razão para tamanha preocupação se deve à influência direta de tal fenômeno no desempenho do compressor. Como visto no Capítulo 1, as perdas termodinâmicas, mecânicas e elétricas no compressor são também vinculadas ao perfil térmico do compressor. Trabalhos de natureza experimental e computacional vêm sendo desenvolvidos em compressores destinados às mais diferentes aplicações e muito se evoluiu, em termos de desempenho, desde os primeiros protótipos. Segundo Possamai & Todescat (2004), um compressor alternativo fabricado em 2002, para operar com R134a em 60 Hz, é 60% mais eficiente do que um compressor similar fabricado com a tecnologia disponível em 1980.

Dentre as técnicas existentes para a medição da transferência de calor, destaca-se o sensor de fluxo de calor (SFC) proposto há mais de cinquenta anos e, atualmente, sendo bastante difundido. Pesquisas relacionadas ao consumo de energia em edifícios, agrometeorologia e medicina, por exemplo, apresentam as maiores demandas de SFC's. Recentemente, as medições com SFC's vêm abrangendo outras aplicações de engenharia, inclusive na área de refrigeração como nos trabalhos desenvolvidos por Silva (1998) e Seidel (2001).

Embora a transferência de calor em compressores alternativos seja um assunto que vem sendo tratado há algum tempo e os SFC's sejam instrumentos de medição freqüentemente empregados em experimentos, a utilização desse tipo de sensor para a caracterização térmica do compressor é uma atividade sem registro na literatura. O único trabalho encontrado que une as duas questões, ainda um tanto focado apenas na câmara de compressão do compressor, foi desenvolvido por Prasad (1992), e será discutido adiante.

Tendo em vista o escopo do presente trabalho, que concerne à caracterização experimental da transferência de calor em compressores utilizando o SFC como principal instrumento de medição, optou-se por dividir a revisão bibliográfica em duas vertentes principais: a primeira relacionada ao fenômeno, ou seja, à transferência de calor em compressores alternativos, e a segunda, à ferramenta utilizada para medição da grandeza

física, ou seja, à utilização de SFC's em diferentes aplicações. Com base nas informações obtidas na literatura, são apresentados então os objetivos específicos do presente capítulo.

## **2.1. Transferência de calor em compressores alternativos**

Existe uma grande quantidade de artigos técnicos na literatura relacionados à transferência de calor em compressores, porém o estudo do mesmo fenômeno em motores a combustão interna tem recebido maior atenção de investigadores ao longo dos anos. Dentre as pesquisas desenvolvidas na área, destaca-se o trabalho de Annand & Ma (1970), que realizaram a medição da transferência de calor instantânea na câmara de compressão de motores à combustão interna. Na verdade, a grandeza medida foi a temperatura e o fluxo de calor foi calculado de forma indireta a partir das medições. Os autores instrumentaram com termopares de resposta rápida a superfície interna do cabeçote da câmara de compressão do motor e também no interior do próprio cabeçote, a uma distância de 7 mm da superfície interna.

A metodologia de cálculo consistiu em dividir o fluxo de calor instantâneo em duas parcelas: uma componente estacionária e outra de flutuação. As flutuações de fluxo de calor foram obtidas das variações de temperatura na superfície interna do cabeçote, medidas pelos termopares de resposta rápida nela instrumentados. Por outro lado, a componente estacionária foi avaliada das medições de temperaturas médias no tempo, obtidas por cada termopar instalado na superfície interna da câmara de compressão e no cabeçote. Os autores observaram que a componente estacionária do fluxo de calor teve de ser modelada de acordo com uma formulação bidimensional e resolvida numericamente.

Além do resultado experimental, Annand & Ma (1970) propuseram uma correlação empírica para o cálculo da transferência de calor instantânea na câmara de compressão, em que são levados em consideração a troca de calor por convecção e radiação. Tal correlação foi bastante utilizada posteriormente, inclusive, em trabalhos referentes à transferência de calor em compressores alternativos.

Com relação aos trabalhos desenvolvidos na área de compressores, Meyer & Thompson (1990) realizaram um estudo experimental e computacional do mapeamento térmico de um compressor hermético alternativo de refrigeração doméstica, com ênfase à transferência de calor na sucção do compressor. A principal motivação do trabalho foi investigar a redução de desempenho de um ciclo de refrigeração em função do

superaquecimento do gás refrigerante na região compreendida entre a saída do evaporador e a câmara de sucção do compressor. Como comentado no Capítulo 1, quanto maior a temperatura de sucção do gás, menor é a eficiência volumétrica do compressor, resultando em um menor fluxo de massa de fluido refrigerante e, conseqüentemente, uma menor capacidade de refrigeração do sistema.

No estudo experimental de Meyer & Thompson (1990) foram instrumentados termopares para a medição de temperatura do gás em pontos estratégicos na sucção, bem como em outros componentes do compressor. As pressões de sucção e descarga, o fluxo de massa e o consumo energético também foram medidos. Foram determinadas as parcelas de superaquecimento do gás devido à troca de calor no muffler de sucção e na câmara de sucção, bem como analisado o efeito da sucção direta, correspondente à porcentagem de gás succionado diretamente da linha de sucção, e não do ambiente interno da carcaça do compressor. Os autores ainda realizaram um estudo experimental sobre diferentes configurações para a posição relativa entre o passador de sucção e o muffler de sucção, com base na configuração original, em que existe um alinhamento entre o passador e o muffler de sucção. Em uma das configurações testadas, o passador foi posicionado do lado oposto ao muffler de sucção. Em outro teste, a configuração original foi montada com uma camada de borracha envolvendo o muffler de sucção, a fim de reduzir a sucção do gás quente do ambiente interno e isolar termicamente a região do muffler mais próxima do motor elétrico. A principal conclusão de tais experimentos foi que, de fato, o uso de uma camada de borracha ao redor do muffler pode reduzir significativamente a sucção do gás proveniente do ambiente interno, aumentando a eficiência volumétrica e, por conseqüência, a eficiência termodinâmica do compressor.

Meyer & Thompson (1990) também elaboraram um modelo computacional para a solução do perfil térmico do mesmo compressor empregado no experimento. No modelo proposto pelos autores, conhecido como “*Lumped Thermal Conductance*” (LTC), o compressor foi dividido em seis volumes de controle. Através da aplicação de um balanço de energia para a condição de regime permanente, o modelo fornece resultados para temperaturas e taxas de transferência de calor relativas em cada volume de controle. Os coeficientes de transferência de calor empregados nas equações de balanço de energia foram extraídos de dados experimentais, com exceção aos coeficientes entre a carcaça e sua vizinhança externa, que foram obtidos de correlações da literatura. Resultados satisfatórios foram obtidos e as diferenças observadas entre o resultado teórico e dados experimentais foram atribuídas à modelagem inadequada da transferência de calor nas

câmaras de sucção, de compressão e de descarga. Segundo os autores, um balanço de energia transiente na câmara de compressão possibilitaria resultados mais precisos do que os alcançados através da modelagem da compressão por uma curva politrópica, inferida de dados experimentais.

Todescat *et al.* (1992) desenvolveram um trabalho computacional similar ao de Meyer & Thompson (1990). A principal diferença está relacionada à modelagem da compressão, na qual o gás no interior da câmara de compressão foi tratado na forma de um volume de controle. Aplicando um balanço de energia transiente, Todescat *et al.* (1992) resolveram a temperatura média do gás na câmara em cada instante de tempo ao longo do ciclo de operação do compressor. O coeficiente de transferência de calor entre o gás e o cilindro, requerido para a solução do balanço de energia, foi avaliado a partir de diferentes correlações da literatura como, por exemplo, as propostas de Annand (1963) e de Adair *et al.* (1972). Os coeficientes de transferência de calor requeridos nos balanços de energia dos demais componentes foram obtidos experimentalmente, a partir de variações de temperatura sofridas pelo gás ao passar pelo componente. A Figura 2.1 ilustra um esquema do compressor, onde é possível visualizar os volumes de controle traçados para os balanços de energia.

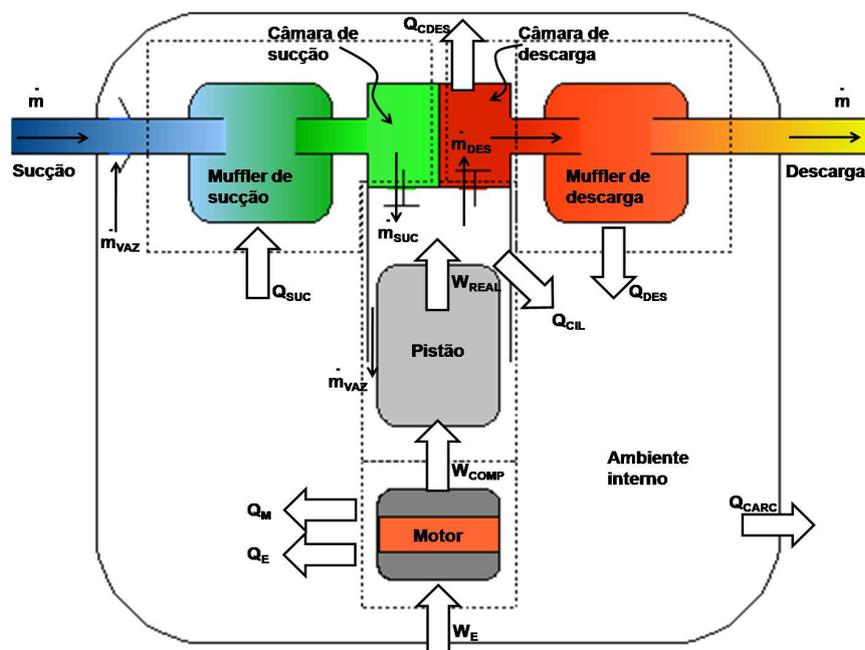


Figura 2.1 – Esquema do compressor ilustrando os volumes de controle traçados para a análise térmica no trabalho de Todescat *et al.* (1992).

Os resultados do modelo apresentaram boa concordância com os dados experimentais. Todescat *et al.* (1992) realizaram também uma análise de sensibilidade dos resultados de temperatura dos componentes, troca de calor entre eles, consumo energético e coeficiente de performance, em função da temperatura da carcaça. Os autores concluíram que ao variar esta temperatura de 50°C a 75°C, obtém-se, como esperado, um aumento do campo de temperaturas do compressor, inclusive da temperatura de sucção, que é elevada em torno de 10°C, além de intensificar a troca de calor no muffler e câmara de sucção em 50%. Em termos de eficiência global, verificaram que entre 70 e 80% do consumo energético é perdido na forma de calor, ou seja, 20 a 30% da energia é efetivamente utilizada para compressão do gás.

Cavallini *et al.* (1996) realizaram um trabalho também muito semelhante ao de Meyer & Thompson (1990), inclusive modelando a câmara de compressão com uma equação para processo politrópico. Os autores obtiveram resultados do campo de temperatura, fluxo de massa e consumo energético em três condições de operação, para dois compressores alternativos, operando com fluidos refrigerantes distintos, R134a e R600a (isobutano), em boa concordância com os dados de medições.

Modelos com maior nível de discretização do compressor foram elaborados por Sim *et al.* (2000) e Ooi (2003). Nesses trabalhos, volumes de controle são empregados para modelar praticamente cada componente do compressor, ao contrário dos modelos anteriormente mencionados, onde os volumes englobavam facilmente mais de dois componentes. Sim *et al.* (2000) e Ooi (2003) dividiram o compressor em 32 e 46 volumes de controle, respectivamente, enquanto que Meyer & Thompson (1990) empregaram somente 6 volumes. A divisão do compressor em uma maior quantidade de volumes de controle permite, obviamente, uma análise mais detalhada dos resultados em termos de transferência de calor entre componentes.

De forma genérica, o balanço de energia aplicado a um volume de controle, representado pelo índice subscrito  $i$ , é representado pela seguinte equação:

$$\sum_{j=1}^f H_{j,i} (T_i - T_j) = \dot{S}_i \quad (2.1)$$

onde  $j$  é o índice subscrito que representa cada volume de controle do compressor,  $f$  é o número total de volumes,  $\dot{S}$  é a taxa de geração de calor,  $T$  é a temperatura e  $H$  é a

condutância térmica entre o volume em análise e outro volume qualquer. O valor de  $H_{i,j}$ , que pode ser de natureza condutiva, convectiva e radiativa, somente existirá nos casos em que  $j$  esteja representando um volume de controle que faz fronteira com o volume  $i$ . A equação (2.1) pode ser rearranjada na forma matricial:

$$\sum_{j=1}^f A_{i,j} T_j = F_i \quad (2.2)$$

onde  $A$  agrupa os termos de condutância térmica, ou seja, os coeficientes de transferência de calor, as áreas de contato entre volumes, as dimensões características de cada componente e a condutividade térmica dos componentes sólidos e fluidos (gás refrigerante e óleo). O termo fonte do volume em análise,  $F$ , se refere a perdas, tais como perdas mecânica e elétrica. A equação (2.2) é aplicada a todos os volumes de controle, gerando um sistema de equações algébricas, cuja solução é obtida através do método de Gauss-Jordan.

Um detalhe muito interessante nos trabalhos de Sim *et al.* (2000) e Ooi (2003) se refere ao fato de que os coeficientes de transferência de calor entre o gás refrigerante e os componentes, e entre o óleo lubrificante e a superfície do cárter, foram estimados a partir de correlações de convecção natural e forçada para geometrias simplificadas, tais como superfícies planas horizontais e verticais, cilindros, discos e esferas, existentes na literatura. Assim, as metodologias de Sim *et al.* (2000) e Ooi (2003) não requerem dados de entrada provenientes de experimentos.

Os resultados obtidos por Sim *et al.* (2000) e Ooi (2003) apresentaram boa concordância com suas medições. Sim *et al.* (2000) optaram por efetuar as medições do compressor operando em um refrigerador doméstico, e não em um calorímetro<sup>2</sup>, como usualmente é feito. Os autores inseriram um resistor elétrico no interior do congelador com o objetivo de simular uma carga térmica estável e, conseqüentemente, extrair os resultados em regime permanente. Após a comparação entre os resultados computacionais e experimentais para uma condição padrão, os autores realizaram uma análise da transferência de calor em função da variação dos seguintes parâmetros: velocidade do ar

---

<sup>2</sup> Bancada experimental própria para testar compressores em condições padronizadas, com a possibilidade de avaliar uma série de parâmetros, tais como fluxo de massa, consumo energético e capacidade de refrigeração.

ambiente, efeito da sucção direta, condutividade térmica da câmara de descarga e nível de isolamento do sistema de sucção. Desta análise, Sim *et al.* (2000) concluíram que ao elevar a velocidade do ar em contato com a carcaça, a quantidade de gás succionada diretamente do passador de sucção ou nível de isolamento do sistema de sucção, a temperatura do gás admitido na câmara de compressão é reduzida, conseqüentemente, aumentando a eficiência volumétrica. O mesmo efeito ocorre com a diminuição da condutividade térmica do material que compõe a câmara de descarga.

Além da análise paramétrica computacional, Sim *et al.* (2000) realizaram uma análise experimental da performance do sistema de refrigeração em função de parâmetros operacionais, como temperatura ambiente, temperatura no congelador e nível de ventilação de ar sobre o compressor. Desta análise, os autores perceberam que ao elevar a temperatura ambiente ou do congelador, ocorre um aumento do superaquecimento do gás na sucção, o que tende a reduzir a eficiência volumétrica. Por outro lado, o aumento de uma das duas temperaturas proporciona uma elevação da pressão de evaporação, que é mais influente na eficiência volumétrica do que o grau de superaquecimento na sucção. Assim, os autores concluíram que um aumento da temperatura ambiente ou do congelador promove uma elevação da eficiência volumétrica do compressor. Sim *et al.* (2000) observaram também, que ao reduzir o nível de ventilação de ar sobre o compressor, ocorre um aumento do perfil térmico do mesmo, e conseqüentemente, do grau de superaquecimento na sucção. Como não foi notada uma variação significativa da pressão de evaporação com o nível de ventilação, os autores concluíram que a eficiência volumétrica do compressor diminui com a redução do nível de ventilação.

Sim *et al.* (2000) estimaram também, através de seus dados experimentais, as parcelas de troca de calor em diferentes componentes do compressor. Dentre os resultados apresentados pelos autores, destacam-se as regiões da câmara de sucção e do muffler da descarga, responsáveis por 30 % e 70% da troca de calor nos sistema de sucção e descarga, respectivamente.

No trabalho de Ooi (2003), os ensaios experimentais foram efetuados em calorímetro sob uma única condição de operação, padronizada pela norma ASHRAE. Em geral, as diferenças entre a solução teórica e os resultados experimentais ficaram abaixo de 10%, com um desvio máximo de 20% nas regiões de menores temperaturas. Os coeficientes de transferência de calor empregados no modelo, extraídos de correlações para geometrias simples, foram apontados pelo autor como os principais responsáveis pela discrepância entre os resultados do modelo e do experimento. Como as discrepâncias

observadas foram julgadas aceitáveis, Ooi (2003) utilizou o modelo para avaliar a influência dos materiais dos componentes do compressor no seu desempenho, verificando mudanças significativas ao trocar o material da linha de sucção e ao reposicionar o muffler de sucção no interior do compressor. A temperatura da câmara de sucção foi reduzida em 12%, conferindo um aumento da capacidade de refrigeração de 1,75% e redução do consumo energético de 0,7%, totalizando uma elevação do coeficiente de performance de 2,3%.

Raja *et al.* (2003) realizaram uma simulação do campo térmico de um compressor alternativo de refrigeração doméstica utilizando códigos comerciais CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Os autores dividiram o compressor em quatro sub-domínios computacionais, dois correspondendo ao fluido refrigerante e ao óleo, e outros dois para o estator e o restante do bloco (englobando eixo, rotor, câmara de compressão e mufflers). A metodologia de solução consistiu em dividir os cálculos em dois grandes estágios. Primeiramente é realizada a simulação CFD do escoamento do fluido refrigerante, através da utilização do código CFX-TASCFLOW e, em seguida, obtida a solução do campo térmico para os domínios do óleo e dos componentes sólidos, através do programa ANSYS-FLOTTRAN. Os balanços de massa e de energia são verificados entre os estágios, para garantir a convergência dos resultados. Ao final, cada componente do compressor é representado por uma temperatura média e a solução é comparada aos resultados experimentais.

O sub-domínio do fluido refrigerante compreende a entrada do gás na carcaça até a entrada do muffler de sucção. Como o compressor em análise realiza sucção indireta, não existe um dispositivo responsável por conectar a entrada do gás na carcaça à entrada do muffler de sucção, de modo que o gás recircula pelo ambiente interno do compressor antes de entrar no muffler de sucção. Assim, as condições de contorno utilizadas para esse sub-domínio são velocidade, temperatura e intensidade turbulenta prescritas na entrada da sucção na carcaça, e pressão na entrada do muffler de sucção. A temperatura da carcaça e os calores rejeitados pelo estator, rotor, bloco e sistema de descarga também são introduzidos como condição de contorno para a solução CFD. Todas as informações referentes a temperatura e calor rejeitado foram obtidas experimentalmente. Da solução numérica, coeficientes de transferência de calor foram obtidos entre o fluido refrigerante e as partes sólidas, sendo então utilizados como condição de contorno para a solução térmica das estruturas.

O mapeamento térmico numérico obtido por Raja *et al.* (2003) apresentou boa concordância com as medições de temperatura realizadas no compressor durante teste em calorímetro. Os desvios máximos entre resultados da medição e da simulação para temperatura média foram de 8% no bloco e de 7,8% no rotor.

Outro trabalho computacional interessante foi desenvolvido por Almbauer *et al.* (2006). Os autores propuseram uma metodologia para obtenção de correlações de transferência de calor, denominadas “funções transferência de calor” (HTF’s), e a aplicaram no conjunto câmara de compressão/câmara de descarga de um compressor alternativo de refrigeração doméstica. A metodologia é dividida em três etapas: solução do escoamento, solução da transferência de calor no sólido e obtenção das HTF’s.

A primeira etapa consiste na solução do escoamento através de um código CFD. O modelo resolve as equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia em um escoamento unidimensional transiente utilizando a metodologia das diferenças finitas, e permite a representação das principais características geométricas do compressor, como movimento de válvulas e pistão. A solução do escoamento fornece como resultados o trabalho de compressão, campos de pressão e velocidade do gás refrigerante e os fluxos de calor em todas as superfícies. Para o cálculo da transferência de calor, é necessário fornecer a temperatura das superfícies como condição de contorno, que são obtidas de medições.

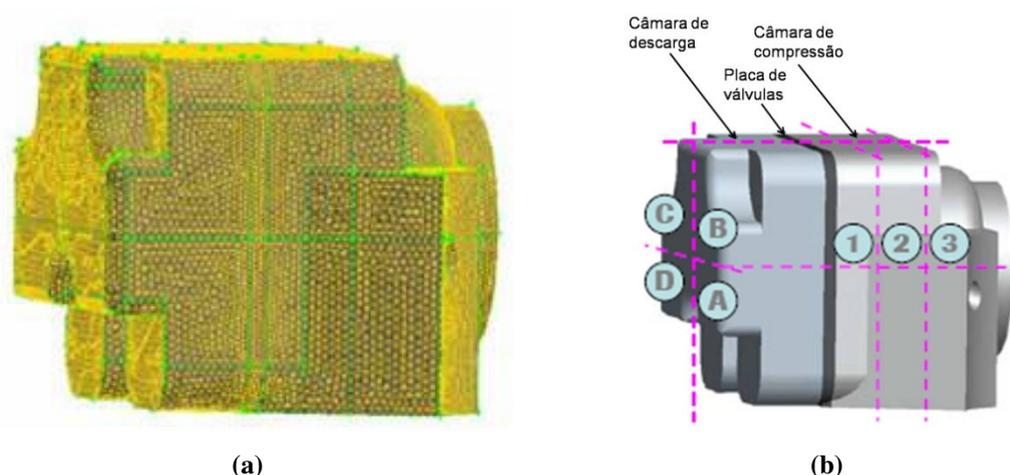
A segunda etapa consiste na solução tridimensional do campo de temperaturas do conjunto câmara de compressão/câmara de descarga, englobando a placa de válvulas, empregando o código comercial FLUENT. As condições de contorno utilizadas foram extraídas de resultados experimentais e da simulação do escoamento da primeira etapa. A Figura 2.2(a) exibe uma imagem da malha computacional utilizada.

Uma vez obtida a solução do campo de temperatura da estrutura, inicia-se a terceira etapa. A parte sólida é subdividida em volumes, conforme observado na Figura 2.2(b) e as HTF’s são calculadas nas interfaces dos mesmos, através da equação (2.3):

$$HTF_{i,j} = \frac{\dot{Q}_{i,j}}{\Delta T_{i,j}} \quad (2.3)$$

onde  $\dot{Q}$  representa a taxa de transferência de calor avaliada na interface dos dois volumes e  $\Delta T$  é a diferença entre as temperaturas médias dos dois volumes. Por outro lado, os

índices subscritos  $i$  e  $j$  denotam os dois volumes em análise. Os valores de HTF's são então utilizados para o cálculo do campo de temperaturas do compressor, em outra condição de operação, através da metodologia *Lumped Thermal Conductance* (LTC), também empregada nos trabalhos já revisados. Em termos de temperatura, boa concordância é obtida entre os resultados das simulações CFD e LTC, com diferenças inferiores a  $0,5^{\circ}\text{C}$  entre as temperaturas médias. No entanto, ao comparar os fluxos de calor obtidos pelos dois métodos, algumas discrepâncias foram notadas e apontadas pelos autores como fruto da distribuição não uniforme da temperatura nos volumes, o que compromete a avaliação das HTF's. Almbauer *et al.* (2006) sugerem uma melhor divisão do domínio sólido, ou seja, um aumento do número de volumes, para que sejam reduzidas as diferenças entre os resultados fornecidos pelas duas metodologias.



**Figura 2.2 – (a) Malha computacional e (b) divisão da parte sólida em volumes. (Ilustrações adaptadas de Almbauer *et al.*, 2006).**

Ribas (2007) apresentou uma metodologia híbrida para simulação térmica do compressor. No modelo proposto, o perfil térmico nas regiões sólidas do compressor é resolvido via formulação diferencial de volumes finitos, acoplado à metodologia LTC, aplicada ao fluido refrigerante localizado em diversos componentes do compressor, assim como Todescat *et al.* (1992). O acoplamento entre sólido e fluido é feito por coeficientes de transferência de calor globais, obtidos através de dados experimentais. Os resultados obtidos pela metodologia híbrida mostram excelente concordância com resultados experimentais, com desvios típicos inferiores a 5%.

Schreiner (2008) analisou o comportamento térmico de um compressor de refrigeração doméstica através do emprego de duas metodologias computacionais. Uma

delas é a metodologia híbrida, proposta por Ribas (2007) e a outra é a metodologia do fluxo médio, desenvolvida pelo próprio autor. Esta metodologia consiste em resolver, via volumes finitos, tanto os componentes sólidos quanto o gás no interior das câmaras do compressor. Contudo, Schreiner (2008) concluiu que a metodologia do fluxo médio não apresentou boa concordância com resultados experimentais, de forma que o autor julgou a metodologia híbrida a mais adequada atualmente para atender as necessidades de simulação do problema de gerenciamento térmico de compressores.

Fazendo uso da metodologia híbrida, Schreiner (2008) avaliou alternativas para melhoria do comportamento térmico do compressor, como utilização de aletas anulares sobre o motor elétrico, ventilação forçada sobre a carcaça, injeção de líquido refrigerante no interior das câmaras de sucção, compressão e descarga, dentre outras. O autor concluiu que a implementação de alternativas como a utilização de aletas e uso de ventilação forçada pode reduzir consideravelmente o superaquecimento no compressor em questão, e elevar seu *COP* em 0,8% e 5%, respectivamente.

Outros trabalhos na literatura precursores ao de Schreiner (2008) (Dutta *et al.*, 2001; Ooi, 2005; Kremer, 2006) verificaram a redução do perfil térmico do compressor em virtude da injeção de líquido no interior da câmara de compressão. Dentre eles, comenta-se o de Kremer (2006), que avaliou numericamente e experimentalmente o efeito da atomização de óleo lubrificante no interior da câmara de compressão. O autor analisou o desempenho do compressor em função das condições de atomização (temperatura, posição do injetor, vazão de óleo) e do tipo de óleo lubrificante atomizado (mineral ou sintético). Kremer (2006) concluiu que a solubilidade de fluido refrigerante no óleo lubrificante influencia significativamente no desempenho do compressor. Embora tenham sido constatadas reduções consideráveis de temperatura em diversos pontos do compressor, aumentos de capacidade de refrigeração e de eficiência de compressão foram somente observados em uma única condição de operação, mediante atomização do óleo mineral, que apresenta menor solubilidade com o fluido refrigerante.

Pizarro (2007) realizou um estudo computacional da influência do óleo na transferência de calor em um compressor alternativo hermético. Em um primeiro momento, o autor propôs um modelo diferencial para solução do escoamento e dos perfis térmicos do óleo lubrificante e da carcaça do compressor. Contudo, mostrou-se necessário acoplar o modelo ao gás refrigerante e aos componentes internos do compressor, de forma a viabilizar a análise em função de condições de operação e parâmetros energéticos, como capacidade de refrigeração e *COP*. Dentre as análises realizadas, Pizarro (2007) observou

que ao variar a vazão de óleo bombeada pelo eixo em  $\pm 20\%$ , não são notadas diferenças expressivas no perfil térmico do compressor. Da mesma forma, o autor evidenciou variações negligenciáveis de parâmetros como capacidade de refrigeração, potência consumida e *COP*, com a mudança da vazão de óleo bombeada.

Pizarro (2007) ainda realizou uma análise confrontando dois casos extremos, um onde todo o óleo bombeado pelo eixo retorna ao cárter sem atingir a carcaça, e outro onde todo o óleo descende ao cárter escoando pela carcaça. Foi observado que na ausência de óleo sobre a carcaça, a temperatura da região da tampa da mesma é reduzida e da região do cárter é elevada. Em contrapartida, os efeitos causados pelas duas condições extremas em parâmetros de eficiência, como capacidade de refrigeração, consumo energético e *COP*, são inferiores a 1%.

Recentemente, trabalhos têm sido realizados sob a ótica de medições instantâneas de grandezas como pressão, velocidade e temperatura no interior do compressor. A medição de temperatura no gás com termopares convencionais não possibilita verificar fenômenos que ocorrem em escalas de tempo similares ao movimento das válvulas. Morriesen (2009) realizou medições instantâneas de temperatura e velocidade no interior da câmara de sucção, empregando um microtermopar e um anemômetro de fio quente. As medições de temperatura, quando acompanhadas de medições instantâneas de pressão, permitem avaliar efeitos da pulsação de pressão no perfil térmico do gás, ao longo de um ciclo de operação.

Ao final desta seção da revisão bibliográfica, observa-se que grande parte dos trabalhos que abordam a transferência de calor em compressores é de natureza computacional. Os estudos experimentais estão relacionados, quase que totalmente, à medição de temperaturas em diferentes componentes do compressor, e as estimativas de fluxo de calor são obtidas a partir do pós-processamento de tais medições.

## **2.2. Sensores de fluxo de calor em diferentes aplicações**

Como comentado no início deste capítulo, os SFC's vêm sendo cada vez mais utilizados em diferentes aplicações. A principal motivação para a utilização dessa classe de sensores térmicos se deve à qualidade da informação que a mesma fornece em relação à instrumentação baseada exclusivamente em sensores de temperatura. Além de realizar a leitura do fluxo de calor, muitos SFC's comerciais são dotados de um termopar embutido

em sua estrutura, para que a temperatura da superfície onde o fluxo de calor é medido seja também medida.

Os SFC's podem ser facilmente instalados sobre superfícies de interesse, fornecendo, através de medições de fluxo de calor, coeficientes de transferência de calor locais, muito úteis na caracterização da troca de calor. Naturalmente, também é possível estimar tais coeficientes a partir, exclusivamente, de medições de temperatura. No entanto, em muitas das situações, uma instrumentação superficial não é suficiente para atingir esse propósito, requerendo assim um maior investimento de tempo e apresentando um maior grau de dificuldade.

Com o intuito de evidenciar potenciais aplicações de SFC's, apresenta-se na seqüência uma revisão de alguns dos muitos trabalhos realizados ao longo dos últimos anos, em diversas áreas do conhecimento.

A agrometeorologia é uma das áreas que mais demanda SFC's em suas aplicações. Os estudos agrometeorológicos consistem em avaliar a relação entre as condições climáticas de uma determinada região e o cultivo adequado de uma determinada espécie agrícola. Existem diferentes métodos que podem ser empregados para analisar a relação entre a cultura de uma espécie agrícola e o clima da região, e um dos principais é o balanço de energia na interface solo/atmosfera, o qual relaciona os diferentes mecanismos de troca de calor entre solo e atmosfera, ou seja, as parcelas de radiação, condução e convecção. O fluxo de calor do solo para a atmosfera, e vice-versa, é medido por SFC's enterrados no mesmo e especialmente fabricados para este propósito. Exemplos deste tipo de trabalho são os de Silberstein *et al.* (2001) e Borges *et al.* (2008).

Da mesma forma, a transferência de calor é um parâmetro de extrema relevância no tocante ao conforto térmico. Existem diversos trabalhos que abordam o fenômeno relacionado ao corpo humano. Kurazumi *et al.* (2008) utilizaram SFC's para medir o fluxo de calor e, conseqüentemente, o coeficiente de transferência de calor, sob condições de convecção natural. Os autores obtiveram resultados para sete posturas diferentes do corpo humano, e propuseram novas correlações empíricas para troca de calor por convecção. Coeficientes de troca de calor por radiação também foram avaliados.

Há registros também da utilização de SFC's em aplicações na área de construção civil. Segundo Marinowski *et al.* (2006), ao longo das últimas décadas, janelas e demais fenestras de um edifício deixaram de ser projetadas apenas do ponto de vista estético e funcional, passando a ser relacionadas ao consumo de energia do edifício. Pesquisas realizadas apontam que as fenestras têm influência significativa na carga térmica de um

recinto devido à radiação solar. O fator solar é um dos índices de maior importância relacionado ao desempenho energético de uma janela e representa a fração da radiação incidente que atravessa a mesma. Marinoski *et al.* (2006) apresentaram um estudo em um sistema para medição do ganho de calor solar através de janelas. O sistema permite a quantificação do calor radiante que passa pela janela, e a determinação do fator solar. Tal quantificação é possível devido à medição do fluxo de calor por um SFC, instalado no sistema.

A área de fabricação e processamento de materiais também vem apresentando estudos onde são empregados SFC's. Um exemplo da aplicação é o trabalho desenvolvido por Sabau & Wu (2007), no qual foi avaliado, através de medições com SFC's, o nível de resfriamento de moldes de fundição através da atomização de lubrificantes durante o processo de ejeção da peça fundida. A utilização do lubrificante facilita a retirada da peça fundida, além de resfriar o molde. As medições de fluxo de calor são importantes, pois auxiliam no projeto de canais para resfriamento do molde, e fornecem resultados para serem utilizados como condições de contorno em simulações numéricas do processo de fundição sob pressão.

Migrando para a área de refrigeração, trabalhos como os desenvolvidos por Silva (1998) e Seidel (2001) destacam-se na utilização de SFC's para a caracterização térmica de refrigeradores. Silva (1998) utilizou SFC's para a medição em regime permanente do fluxo de calor em evaporadores de diferentes geometrias e posições no interior do refrigerador. As medições permitiram estimar a capacidade de refrigeração do sistema em condições de teste variadas. Seidel (2001) utilizou SFC's para medir o fluxo de calor na parede externa e no evaporador de um refrigerador, indicando ser possível a identificação de áreas críticas, em termos de troca de calor, na parede externa do refrigerador. Outra contribuição se refere à determinação instantânea da transferência de calor para o interior do refrigerador e da capacidade de refrigeração do sistema.

Por apresentar uma maior semelhança com o presente trabalho, do ponto de vista de instrumento de medição, decidiu-se abordar por último o trabalho desenvolvido por Prasad (1992). O autor mediu o fluxo de calor instantâneo no interior da câmara de compressão de um compressor alternativo de ar utilizando SFC's. Para tanto, foram instalados dois SFC's na superfície interna do cabeçote da câmara de compressão, um entre as válvulas de sucção e o outro entre as válvulas de descarga. Adicionalmente, três termopares de resposta rápida foram instrumentados para medir a temperatura do gás no interior da câmara de compressão, dois deles próximos às válvulas de sucção e descarga,

e o terceiro próximo ao centro da superfície interna do cabeçote. O objetivo da pesquisa foi avaliar a contribuição do calor dissipado pela câmara de compressão no superaquecimento do gás na sucção e, conseqüentemente, sua relação com a perda de capacidade.

Prasad (1992) comparou seus resultados experimentais de fluxo de calor com a correlação proposta por Adair *et al.* (1972), e embora tenha sido notada uma tendência semelhante do comportamento do fluxo de calor medido e calculado, não é observada uma boa concordância entre eles. O autor argumenta que a discrepância pode estar associada à não-uniformidade do fluxo de calor na parede da câmara de compressão, e ao fato de o modelo de Adair *et al.* (1972) não poder ser considerado universal, em função das escalas de velocidade e comprimento, atribuídas na análise, não representarem corretamente o fenômeno físico.

Através das medições, o autor obteve um valor de perda de capacidade em torno de 3,85%, enquanto que a aplicação da correlação de Adair (1972) indica um valor de 2,64%. Segundo Prasad (1992), esta diferença pode estar atribuída ao fato de que suas medições levaram em consideração o aquecimento do gás na passagem pelas válvulas, além do próprio aquecimento na câmara de compressão, retornando assim um nível de superaquecimento mais elevado. O autor concluiu ainda de seus experimentos que o fluxo de calor no interior da câmara de compressão é altamente não-uniforme e que há uma defasagem temporal entre a diferença de temperatura e fluxo de calor no processo de expansão/sucção do compressor. Tal defasagem foi atribuída à mistura insuficiente do gás proveniente da sucção com o gás remanescente na câmara de compressão durante esse processo, o que promoveria a não uniformidade do campo de temperaturas. Por outro lado, durante o processo de compressão/descarga, Prasad (1992) observou que a defasagem temporal é menor, podendo ser justificada por um maior grau de mistura do gás nesse processo.

### **2.3. Objetivos específicos**

A revisão bibliográfica retratou pesquisas vinculadas a dois tópicos: transferência de calor em compressores alternativos e a utilização de SFC's para a medição da transferência de calor. Dentre os muitos trabalhos referentes ao primeiro tópico, observou-se o uso quase que exclusivo de sensores de temperatura para caracterização

térmica do compressor, com excessão ao uso de SFC's para medir o fluxo de calor na câmara de compressão (Prasad, 1992). A partir da literatura, verifica-se a flexibilidade dos SFC's através de diversas aplicações.

Conforme já indicado, o objetivo principal do presente trabalho é a análise da transferência de calor em componentes de compressores alternativos de refrigeração. Além disto, os seguintes objetivos específicos foram definidos:

- Desenvolvimento de uma metodologia de caráter original para a medição de fluxo de calor em compressores alternativos, validada com o auxílio de balanços de energia e simulações numéricas;
- Obtenção de coeficientes de transferência de calor entre os componentes sólidos e o gás refrigerante, ou junto ao óleo lubrificante, calculados a partir das medições de fluxo de calor e temperatura;
- Análise da transferência de calor no compressor em diferentes condições de operação, visando observar diferentes variações no comportamento térmico dos componentes;
- Identificação dos principais mecanismos de troca de calor no compressor, incluindo a análise do efeito do escoamento do óleo lubrificante sobre a dinâmica da transferência de calor e avaliação das parcelas de troca de calor por convecção e radiação entre carcaça e vizinhança externa ao compressor;
- Identificação de componentes que dissipam as maiores quantidades de calor no interior do compressor, afetando, assim, o grau de superaquecimento do fluido refrigerante;
- Avaliação da transferência de calor durante o transiente térmico do compressor, uma vez que, em aplicações de refrigeração, dificilmente o compressor opera em condições de equilíbrio térmico;

---

## CAPÍTULO 3 - SENSORES DE TEMPERATURA E DE FLUXO DE CALOR

---

Este capítulo tem como objetivo apresentar os tipos de sensores utilizados para medição de temperatura e fluxo de calor no compressor selecionado para análise. A medição de temperatura emprega uma técnica bastante difundida e consagrada, e, por este motivo, é sucintamente descrita. Por outro lado, a medição de fluxo de calor requer um cuidado muito maior, principalmente quando aplicada em compressores alternativos de refrigeração, sendo assim o foco deste capítulo.

### 3.1. Sensores de temperatura

As medições de temperatura no compressor foram efetuadas com termopares. O princípio de funcionamento de um termopar consiste no efeito termoelétrico, ou seja, na geração de uma força eletro-motriz (f.e.m) em um metal ou semicondutor elétrico proporcional à tendência de deslocamento de carga elétrica. Essa tendência, por sua vez, é ocasionada por uma diferença de temperatura entre duas extremidades, e define uma propriedade do material conhecida como poder termoelétrico. A Figura 3.1 ilustra o fenômeno.

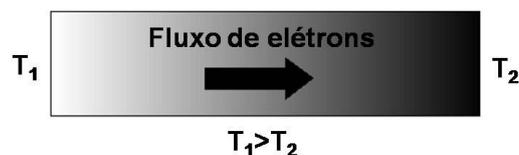


Figura 3.1 – Efeito termoelétrico.

Quando dois metais diferentes são unidos em duas junções a temperaturas diferentes, uma f.e.m líquida é gerada, fruto da diferença de poder termoelétrico entre os dois metais. Essa f.e.m é conhecida como f.e.m Seebeck, ou tensão de Seebeck, podendo ser escrita como:

$$E = \alpha(T_M - T_{REF}) \quad (3.1)$$

onde  $E$  é a tensão de Seebeck,  $\alpha$  é a diferença de poder termoelétrico entre os dois metais que compõem o termopar,  $T_M$  é a temperatura da junção de medição, posicionada onde se deseja realizar a medição e  $T_{REF}$  é a temperatura da junção de referência, mantida a temperatura constante. Nota-se da equação (3.1) que a tensão é nula, caso as duas junções estejam à mesma temperatura.

Pelo fato de a diferença do poder termoelétrico de cada termopar,  $\alpha$ , depender da diferença de temperatura entre as junções, a relação entre a tensão,  $E$ , e a diferença de temperatura,  $(T_M - T_R)$ , não é linear. Na literatura, observa-se que o valor de  $\alpha$  já foi experimentalmente obtido para vários termopares em diferentes níveis de temperatura. Essa relação é representada por uma curva que, ao ser inserida na equação (3.1), fornece a relação entre temperatura e tensão para cada termopar. Em aplicações que demandam maior precisão na medição de temperatura, costuma-se calibrar os termopares e obter uma curva para relacionar a temperatura à tensão de Seebeck.

Teoricamente, termopares podem ser formados da associação entre dois metais quaisquer. No entanto, algumas combinações foram convencionalmente estabelecidas, como cobre-constantan (termopar tipo T), cromel-alumel (termopar tipo K), ferro-constantan (termopar tipo J) e assim por diante. Cada tipo de termopar possui características distintas, as quais são consideradas de acordo com a faixa de temperatura a ser medida e a precisão requerida. Neste trabalho, a instrumentação do compressor foi efetuada com termopares dos tipos T e K, sendo que os do tipo K foram empregados somente em medições superficiais, uma vez que são incorporados na estrutura de alguns SFC's, como será visto adiante.

As curvas de calibração dos termopares empregados nas medições no compressor foram expressas através de curvas polinomiais estabelecidas por Burns *et al.* (1993). Este procedimento atende satisfatoriamente o propósito das medições, uma vez que a incerteza relacionada ao desvio padrão de medições repetidas é significativamente maior do que a incerteza associada à curva de calibração. Assim, foi considerado que o uso de uma curva de calibração padronizada não deve comprometer a qualidade dos resultados.

### 3.2. Sensores de fluxo de calor

Como visto no Capítulo 2, o uso de SFC's está mais difundido em pesquisas relacionadas a conforto térmico, agrometeorologia, consumo energético em edificações, dentre outras. Contudo, ao longo dos anos, vem crescendo a utilização de tais instrumentos em outras áreas de engenharia, inclusive na área de refrigeração, como demonstram os trabalhos de Silva (1998) e Seidel (2001). No tocante a compressores herméticos alternativos, não foi registrado nenhum outro trabalho com esse tipo de sensor, além daquele apresentado por Prasad (1992).

Assim, por se tratar de uma atividade de caráter inédito, com a utilização de instrumentos de medição pouco difundidos, dedica-se o restante deste capítulo à descrição detalhada dos SFC's. Aspectos sobre princípio de funcionamento, tipos de sensores e calibração são abordados na seqüência.

#### 3.2.1 Princípio de funcionamento

O princípio de funcionamento de um SFC é baseado em uma termopilha, ou associação de termopares conectados em série, conforme mostra o esquema da Figura 3.2.

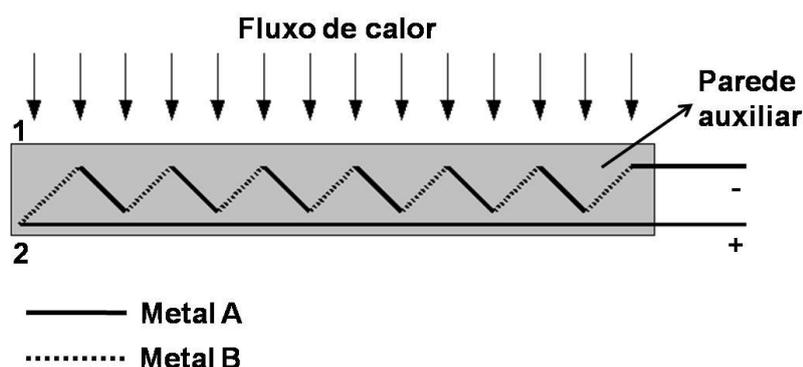


Figura 3.2 – Esquema do circuito elétrico de um SFC. As indicações 1 e 2 são referentes às superfícies quente e fria do SFC, respectivamente.

Um único termopar gera um sinal de tensão proporcional à diferença de temperatura entre as junções. À medida que outros termopares são ligados em série, a tensão é amplificada para uma mesma diferença de temperatura entre as superfícies 1 e 2, de acordo com a seguinte relação:

$$E = n_{TD} \alpha (T_1 - T_2) \quad (3.2)$$

onde  $n_{TD}$  é o número de termopares,  $T_1$  é a temperatura da superfície 1 e  $T_2$  a temperatura da superfície 2. Aplicando a Lei de Fourier à geometria plana do SFC, obtém-se:

$$q'' = k_{SFC} \frac{T_1 - T_2}{e_{SFC}} \quad (3.3)$$

onde  $q''$  é o fluxo de calor [ $W/m^2$ ] que atravessa o SFC,  $k_{SFC}$  é a condutividade térmica equivalente da parede auxiliar do SFC [ $W/(m.K)$ ] que consiste na região onde o circuito elétrico é embutido, e  $e_{SFC}$  é a espessura do SFC [m]. Combinando as equações (3.2) e (3.3), chega-se a seguinte expressão para a relação entre fluxo de calor e tensão.

$$E = \frac{n_{TD} e_{SFC} \alpha}{k_{SFC}} q'' \quad (3.4)$$

A sensibilidade,  $S$ , de um SFC é definida como o valor de tensão que resulta quando um fluxo de calor de  $1 W/m^2$  atravessa o SFC, ou seja, é a razão entre o sinal de tensão indicado e o fluxo de calor medido:

$$S = \frac{E}{q''} \quad (3.5)$$

A combinação das equações (3.4) e (3.5) fornece a sensibilidade do SFC como função de alguns parâmetros:

$$S = \frac{n_{TD} e_{SFC} \alpha}{k_{SFC}} \quad (3.6)$$

Analisando a equação (3.6), é possível avaliar qualitativamente a sensibilidade do SFC em função de cada um dos parâmetros envolvidos. Desta forma, pode-se concluir que:

- quanto maior for  $n_{TD}$ , maior será  $S$ , devido à amplificação do sinal de tensão,  $E$ , proveniente do aumento do número de termopares utilizados na confecção do SFC;
- quanto maior for  $\alpha$ , maior será  $S$ . Cada metal é caracterizado por um valor de poder termoelétrico, de forma que a diferença de poder termoelétrico varia entre os diferentes tipos de termopares. Quanto maior for a diferença, maior será o sinal de tensão indicado pelo termopar e, conseqüentemente, maior a sensibilidade do SFC;
- quanto maior for  $e_{SFC}$ , maior será  $S$  para um mesmo valor de fluxo de calor, pois a diferença de temperatura aumenta e, desta forma, o sinal de tensão lido pelos termopares diferenciais, ou seja, pelo SFC. Por outro lado, ao aumentar a espessura, compromete-se a qualidade da medição devido o aumento de dois fatores: da resistência térmica e da área lateral. O primeiro fator promove a redução do fluxo de calor que atravessa o SFC, o que torna o valor lido por ele menos representativo em relação ao fenômeno a ser caracterizado, e o segundo induz um aumento da fuga de calor pelas paredes laterais do SFC;
- quanto maior for  $k_{SFC}$ , menor será  $S$ , por uma explicação análoga à do tópico acima. Para um mesmo valor de fluxo de calor, um SFC fabricado de um material com maior condutividade térmica proporciona uma menor queda de temperatura ao longo de sua espessura, o que ocasiona um sinal de tensão menor lido pelos termopares diferenciais, ou seja, pelo SFC. Contudo, um material de baixa condutividade apresenta alta resistência térmica, o que compromete a qualidade da medição.

Outro parâmetro que influencia na sensibilidade do SFC, mas que não está claramente ilustrado na equação (3.6), é a temperatura. A diferença de poder termoelétrico,  $\alpha$ , e a condutividade térmica da parede auxiliar,  $k$ , são propriedades que dependem da temperatura, de forma que um dos critérios para seleção dos materiais da parede auxiliar e dos termopares é que essas dependências sejam semelhantes. Assim, há uma compensação de efeitos e a sensibilidade acaba não variando, ou variando muito pouco com a temperatura.

As análises feitas até este ponto se referem a medições em regime permanente, onde não há necessidade de se conhecer a inércia térmica do SFC, caracterizada pelo seu tempo de resposta. Contudo, em medições transientes, esse parâmetro se torna de suma

importância. Antes de realizar as medições desejadas, deve-se conhecer a escala de tempo em que o fenômeno físico a ser estudado se desenvolve, de forma a selecionar um SFC que tenha capacidade de realizar as medições na frequência requerida para uma boa caracterização do fenômeno. Segundo HukseFlux (1999), o comportamento térmico de um SFC pode ser modelado como um circuito elétrico simples, contendo um resistor, de resistência  $R$ , e um capacitor, de capacitância  $C$ . Assim, o tempo de resposta do SFC pode ser calculado através de:

$$t = RC \tag{3.7}$$

Em um circuito elétrico, a resistência elétrica pode ser interpretada como a razão entre a diferença de potencial elétrico, ou tensão, e corrente elétrica. Para um circuito térmico construído de forma análoga, a interpretação de uma resistência térmica,  $R_T$ , é dada como a razão entre uma diferença de potencial térmico, ou de temperatura, e a taxa de transferência de energia térmica, ou calor:

$$R_T = \frac{\Delta T}{q} \tag{3.8}$$

onde  $\Delta T$  é a diferença de temperatura entre dois pontos e  $q$  é a taxa de transferência de calor [W] promovida pela diferença de temperatura. Partindo da definição de fluxo de calor, dada por  $q''=q/A$ , onde  $A$  é a área de troca de calor, e substituindo a equação (3.8) na equação (3.3), conclui-se que a resistência térmica de um SFC pode ser modelada da seguinte forma:

$$R_{T:SFC} = \frac{e_{SFC}}{k_{SFC} A_{SFC}} \tag{3.9}$$

A capacidade térmica é a quantidade de energia térmica absorvida ou liberada por um corpo que provoca a variação de 1°C em sua temperatura média. Assim, a capacidade e condutividade térmicas, quando analisadas em conjunto, são uma medida da inércia térmica, ou seja, da defasagem temporal entre o calor que entra e que deixa um corpo. No caso dos SFC's, a inércia térmica induz uma defasagem entre o fluxo de calor real e fluxo de calor lido. A capacidade térmica do SFC pode ser escrita como:

$$C_{T;SFC} = e_{SFC} \rho_{SFC} A_{SFC} c_{T;SFC} \quad (3.10)$$

onde  $\rho_{SFC}$  e  $c_{T;SFC}$  são, respectivamente, a massa específica e capacidade térmica específica do material que compõe a parede auxiliar do SFC. Substituindo as equações (3.9) e (3.10) na equação (3.7), obtém-se, finalmente, o tempo de resposta do SFC:

$$t_{SFC} = \frac{e_{SFC}^2 c_{T;SFC} \rho_{SFC}}{k_{SFC}} \quad (3.11)$$

É interessante observar que o tempo de resposta é proporcional ao quadrado da espessura do SFC, o que demonstra a importância de o SFC ser o mais fino possível. Os demais parâmetros, embora não sejam tão influentes no tempo de resposta quanto a espessura, também são importantes na confecção do SFC. O material que compõe a parede auxiliar do SFC deve ser um bom condutor de calor e ter uma baixa capacidade térmica, se ajustando rapidamente às mudanças das condições térmicas do sistema.

Uma vez abordado o princípio de funcionamento de um SFC, enfatizando suas principais propriedades, sensibilidade e tempo de resposta, apresenta-se, na próxima subsecção, os tipos de SFC's utilizados nas medições no compressor.

### 3.2.2 Tipos de SFC's

O princípio de funcionamento de sensores de fluxo de calor é caracterizado pela geração de um sinal de tensão por uma termopilha, ou associação de termopares em série, embutida em sua estrutura. No entanto, segundo Güths & Nicolau (1998), os termopares podem ser arrançados de duas maneiras diferentes, de forma que o gradiente de temperatura medido por eles seja transversal ou tangencial, ambos em relação ao plano de medição de fluxo de calor.

A grande maioria dos SFC's dispõem a termopilha de forma que o gradiente de temperatura seja medido transversalmente ao plano de medição do fluxo de calor, ou seja, as junções são posicionadas, intercaladamente, na superfície superior e inferior do SFC. A Figura 3.3 mostra a estrutura de um SFC que opera conforme essa classificação.

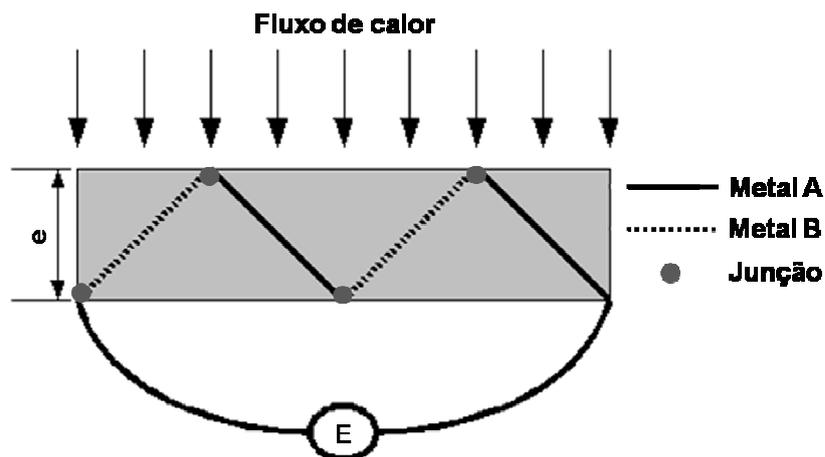


Figura 3.3 – SFC a gradiente transversal de temperatura.

Entretanto, existem SFC's, descritos em detalhes por Güths (1994) e Güths et al. (1995), cujas termopilhas medem um gradiente tangencial de temperatura em relação ao plano de medição do fluxo de calor. Tal gradiente de temperatura é provocado por um desvio assimétrico das linhas de fluxo de calor, que por sua vez é fruto de um contato pontual entre a superfície isotérmica (camada externa do SFC) e sua parede auxiliar. A Figura 3.4 mostra um esquema da secção transversal dessa categoria de SFC.

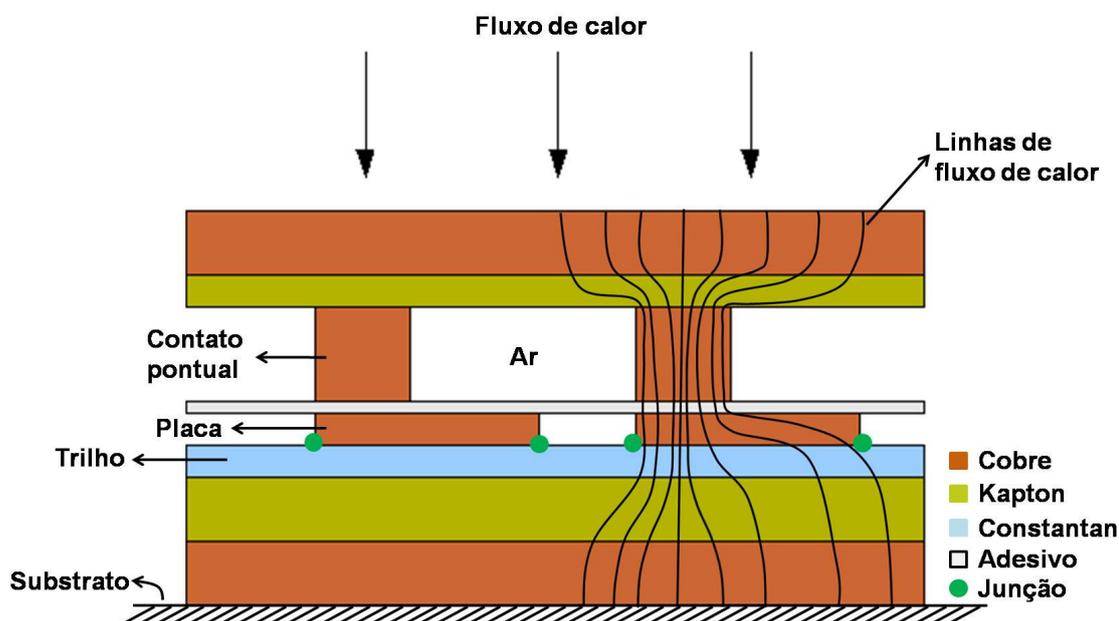


Figura 3.4 – SFC a gradiente tangencial de temperatura.

Os termopares utilizados na construção de tais SFC's são fabricados a eletrodo depositado, onde finas placas de um material de alta condutividade elétrica são depositadas sobre um trilho constituído de um material de baixa condutividade elétrica e poder termoelétrico diferente do material das placas, para que possa ser gerada a tensão

de Seebeck. A diferença entre as condutividades elétricas das placas e do trilho proporciona um caminho preferencial para o fluxo de elétrons, gerando as duas junções de um termopar diferencial, como ilustra a Figura 3.5.

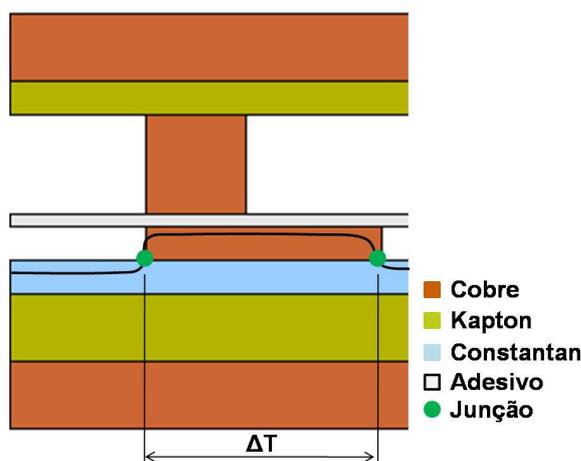
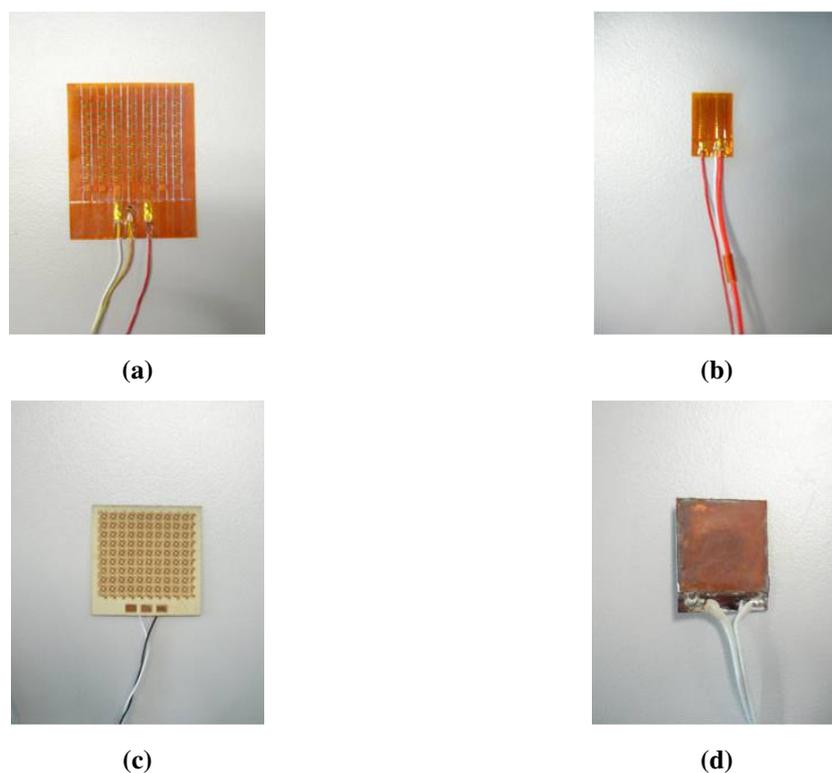


Figura 3.5 – Detalhe da formação do termopar diferencial em um SFC a gradiente tangencial de temperatura.

Para medir o fluxo de calor no compressor, foram utilizados quarenta SFC's obtidos junto a quatro fornecedores diferentes: OMEGA, RdF, Vatell e LMPT (UFSC). Os SFC's fabricados pelos três primeiros fornecedores se encaixam na primeira classificação, enquanto que os SFC's fabricados pelo LMPT (Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas), do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), se encaixam na segunda classificação.

Vinte e cinco dos quarenta SFC's foram fabricados pela OMEGA, ou seja, 62,5% do total. Tais SFC's apresentam dimensões padronizadas (28,5mm x 35,1mm x 0,18mm) e cada um deles é provido de um termopar do tipo K, para medição da temperatura da superfície através da qual o fluxo de calor é medido. Também possuem termopar, mas do tipo T, os dois SFC's fabricados pela RdF, de dimensões reduzidas em relação aos SFC's OMEGA (7,8mm x 13,0mm x 0,17mm). De dimensões também reduzidas são os três SFC's da Vatell utilizados, sendo dois deles com (10mm x 10mm x 0,25mm) e um com (25mm x 25mm x 0,25mm). Os dez SFC's do LMPT foram fabricados sob encomenda e possuem dimensões ajustadas para a aplicação de cada um, conforme indicadas na Tabela I.1, localizada no Apêndice I. A Figura 3.6 exhibe fotos dos diferentes modelos de SFC's utilizados nas medições do presente trabalho.



**Figura 3.6 – Foto de cada modelo de SFC empregado para as medições no presente trabalho. (a) Omega, (b) RdF, (c) Vatell e (d) LMPT.**

Em relação às duas importantes propriedades discutidas na subsecção 3.2.1, tempo de resposta e sensibilidade, observou-se que todos os tipos de SFC's empregados apresentam um tempo de resposta bem inferior ao requisitado para a medição do fenômeno físico em questão. Entretanto, os SFC's da OMEGA e da RdF apresentam valores de sensibilidade levemente superiores aos da Vatell e do LMPT. Embora seja analiticamente possível calcular esse valor para cada SFC com base na equação (3.6), isso não é feito, pois os parâmetros dos quais ela é função são de difícil determinação. Assim sendo, uma maneira direta de determinar a sensibilidade de um SFC é através de sua calibração, a qual é discutida na próxima subsecção.

### 3.2.3 Calibração

A calibração do SFC é uma etapa extremamente importante do procedimento de medição do fluxo de calor, e a qualidade com que a mesma é conduzida reflete diretamente na qualidade da medição. Assim, quanto mais aprimorado for o controle sobre o processo de calibração, menores serão as incertezas associadas aos resultados.

Os SFC's fabricados pelas empresas OMEGA, RdF e Vatel foram calibrados pelo próprio fabricante e são acompanhados de um certificado de calibração, contendo o valor da sensibilidade do SFC para uma determinada temperatura de referência. Além disso, é disponibilizada uma curva que relaciona a sensibilidade à temperatura média de operação do SFC, para permitir a correção no valor da sensibilidade, caso a temperatura do sensor seja diferente da temperatura de referência. Como visto na subsecção 3.2.1, a sensibilidade do SFC varia com a temperatura, devido à variação da diferença de poder termoelétrico dos termopares e à variação da condutividade térmica do SFC.

Existem diferentes técnicas de calibração de SFC's, inclusive promovidas a partir de diferentes mecanismos vigentes de troca de calor, como radiação, convecção e condução. Uma técnica de calibração direta e simples, denominada por Güths & Nicolau (1998) como “método simultâneo de calibração” consiste na calibração simultânea de dois SFC's mediante o uso de um resistor elétrico do tipo “skin heater”, de mesmas dimensões dos SFC's, como fonte de calor. A Figura 3.7 ilustra um esquema da montagem SFC's/resistor usada nessa técnica de calibração.

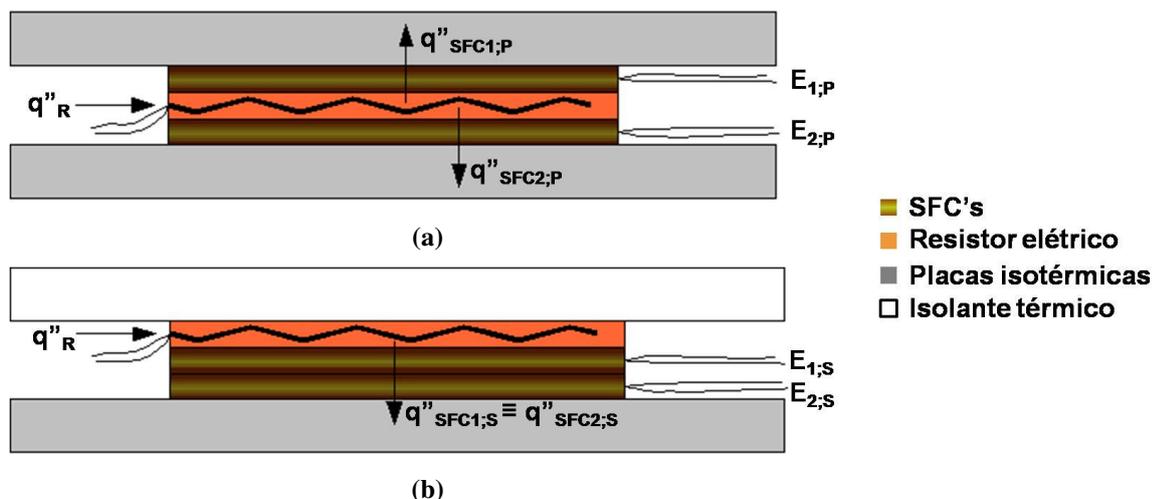


Figura 3.7 – Esquema da montagem de SFC's na técnica de calibração direta. (a) montagem na posição “em paralelo” e (b) montagem na posição “em série”.

O procedimento é dividido em duas etapas. Em uma delas, os dois SFC's são montados em paralelo ao resistor elétrico, como mostrado na Figura 3.7(a). Nesta configuração, o fluxo de calor dissipado pelo resistor, denotado por  $q''_R$ , deve fluir pelos SFC's, denotados por 1 e 2, em direção às placas isotérmicas, de forma que um balanço de energia, desconsiderando as fugas de calor pelas laterais dos SFC's, fornece:

$$q''_R = q''_{SFC1;P} + q''_{SFC2;P} \quad (3.12)$$

onde  $q''_{SFC1;P}$  e  $q''_{SFC2;P}$  representam o fluxo de calor que atravessa os SFC's 1 e 2 na montagem em paralelo. O fluxo de calor dissipado pelo resistor pode ser calculado através de:

$$q''_R = \frac{R_R i^2}{A_R} \quad (3.13)$$

onde  $R_R$  representa o valor da resistência elétrica do resistor,  $i$  é a corrente elétrica que passa pelo resistor e  $A_R$  é a área de troca de calor do resistor, a qual é igual à área do SFC. O valor de  $R_R$  pode ser determinado, com boa precisão, através de uma medição a quatro fios. Esta técnica consiste em aplicar uma corrente elétrica, medi-la com um amperímetro e, simultaneamente, medir a queda de tensão no resistor, através de um voltímetro. Como a corrente injetada pelo voltímetro é muito pequena ( $i_V \ll i_A$ ), a queda de tensão nos fios que conectam esse equipamento ao resistor também o é, de forma que a tensão indicada pelo voltímetro é praticamente idêntica à queda de tensão real no resistor. Basta então agrupar os valores de corrente e tensão segundo a Lei de Ohm ( $R_R = E_R / i_A$ ) e calcular a resistência. A Figura 3.8 ilustra um diagrama esquemático da medição a quatro fios.

A corrente elétrica,  $i$ , pode ser medida durante a calibração dos SFC's, conectando-se um amperímetro em série ao circuito elétrico de alimentação do resistor, como mostra a Figura 3.9. O circuito é dotado de uma fonte de tensão, para que o resistor possa ser alimentado.

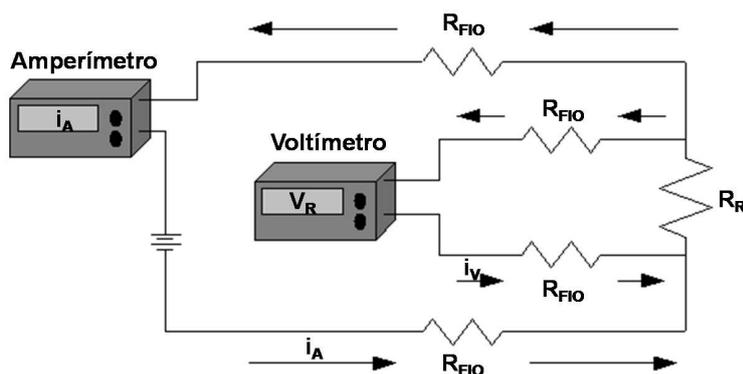


Figura 3.8 – Esquema de um circuito elétrico para medição da resistência elétrica a quatro fios de um resistor.

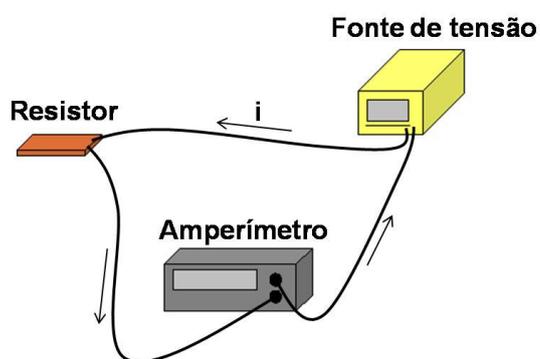


Figura 3.9 – Esquema do circuito elétrico de alimentação do resistor para calibração dos SFC's.

Substituindo as equações (3.5) e (3.13) na equação (3.12) chega-se a:

$$\frac{R_R i^2}{A_R} = \frac{E_{1,P}}{S_1} + \frac{E_{2,P}}{S_2} \quad (3.14)$$

onde  $E_{1,P}$  e  $E_{2,P}$  são os sinais de tensão indicados pelos SFC's 1 e 2, respectivamente, na montagem em paralelo, e  $S_1$  e  $S_2$ , as sensibilidades dos mesmos SFC's. A equação (3.14) possui duas incógnitas, sendo por isso necessário obter uma segunda equação para a solução do sistema. Tal equação é extraída de uma etapa complementar do procedimento de calibração, onde os dois SFC's são montados em série em relação ao resistor elétrico, conforme visualizado na Figura 3.7(b).

A aplicação de um balanço de energia, desconsiderando as fugas de calor pelas laterais e pelos fios dos SFC's, fornece a seguinte condição:

$$q''_{SFC1;S} = q''_{SFC2;S} \quad (3.15)$$

onde  $q''_{SFC1;S}$  e  $q''_{SFC2;S}$  representam os fluxos de calor que atravessam os SFC's 1 e 2 na montagem em série. Substituindo a equação (3.5) na equação (3.15), obtém-se:

$$\frac{E_{1;S}}{S_1} = \frac{E_{2;S}}{S_2} \quad (3.16)$$

onde  $E_{1;S}$  e  $E_{2;S}$  são os sinais de tensão indicados pelos SFC's 1 e 2, respectivamente, na montagem em série. Associando as equações (3.14) e (3.16), e após algumas manipulações algébricas, pode-se determinar a sensibilidade dos SFC's 1 e 2:

$$S_1 = \frac{\frac{E_{2;P}}{E_{2;S}} E_{1;S} + E_{1;P}}{R_R i^2 A_R} \quad (3.17)$$

$$S_2 = \frac{\frac{E_{1;P}}{E_{1;S}} E_{2;S} + E_{2;P}}{R_R i^2 A_R} \quad (3.18)$$

Como comentado anteriormente, os SFC's OMEGA, RdF e Vatell foram fornecidos munidos de certificado de calibração, onde consta o valor da sensibilidade de cada um deles. No entanto, utilizou-se a técnica de calibração direta para calibrar alguns SFC's OMEGA, com o intuito de comparar os valores obtidos com os fornecidos pelo fabricante. A comparação apontou diferenças inferiores a 10% e, por esse motivo, optou-se por utilizar os valores de sensibilidade fornecidos pelo fabricante. De fato, considerou-se que, por serem empresas especializadas na confecção de sensores, as mesmas devem possuir um aparato experimental que confere um grande controle sobre o procedimento de calibração. Os fabricantes OMEGA e RdF informam que a incerteza associada à sensibilidade de seus SFC's é de  $\pm 5\%$ , enquanto que a incerteza informada pelo fabricante Vatell é de  $\pm 4,2\%$ .

Os SFC's LMPT não foram fornecidos com certificado de calibração. Isso ocorreu, pois como tais SFC's foram fabricados sob encomenda, algumas modificações

em relação à estrutura original dos mesmos foram solicitadas ao fabricante, e essas impediram uma calibração convencional dos SFC's.

A primeira solicitação refere-se às diferentes dimensões dos SFC's encomendados ao LMPT, incluindo curvatura, projetadas para permitir suas instalações em componentes do compressor com diferentes formatos geométricos. Sendo assim, grande parte dos SFC's possui dimensões únicas, o que impossibilita a utilização da técnica de calibração direta a dois SFC's, descrita anteriormente.

A segunda solicitação está relacionada à redução da resistência térmica do SFC, que foi realizada através da retirada da camada externa inferior de cobre, indicada na Figura 3.4. A função dessa camada é de uniformizar a temperatura na periferia do SFC a gradiente tangencial, conferindo a este a mesma intensidade de desvio das linhas de fluxo de calor, independente da superfície sobre a qual o SFC é instrumentado. Em outras palavras, a presença das camadas de cobre garante que a sensibilidade do SFC seja a mesma em qualquer superfície que este for instalado. Essa conclusão afeta diretamente o procedimento de calibração do SFC, que além de não poder ser realizado de forma simultânea com dois SFC's, devido ao atendimento da primeira solicitação, necessita ser efetuado nas mesmas condições da medição, de forma que o contato entre o SFC e a superfície seja o mesmo e não haja diferença entre a sensibilidade obtida na calibração e a empregada na medição.

Sendo assim, primeiramente foi feita a instrumentação dos SFC's LMPT sobre as regiões de interesse no compressor e, posteriormente, a calibração dos mesmos no próprio local de medição. Esse tipo de calibração é conhecido como calibração “*in situ*” ou “*in loco*” e foi sugerida pelo próprio LMPT. A Figura 3.10 exibe um esquema da montagem do SFC em uma calibração “*in loco*”.

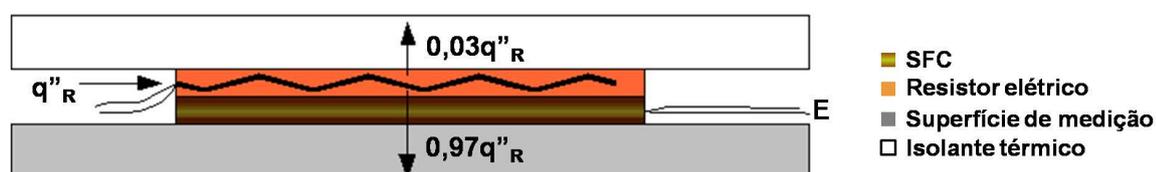


Figura 3.10 – Esquema de montagem do SFC para calibração “*in loco*”.

O esquema de montagem da calibração “*in loco*” é muito semelhante ao exibido na Figura 3.7(b), referente à segunda etapa da calibração simultânea de dois SFC's. Contudo, é realizada apenas com um SFC, já instalado sobre a região de medição no

compressor. Para cada um desses SFC's, foi fabricado um resistor elétrico de mesmas dimensões para ser utilizado na calibração como uma fonte de calor. A fixação do SFC na superfície é feita com um adesivo epoxi, a ser especificado no Capítulo 5, enquanto que o contato entre o resistor e o SFC é intermediado por uma fina camada de pasta térmica. Tanto a camada de adesivo quanto a camada de pasta térmica, esta para reduzir a resistência térmica de contato, não estão representadas no esquema de montagem da Figura 3.10.

O valor do fluxo de calor a ser fornecido pelo resistor elétrico,  $q''_R$ , na calibração dos SFC's, é definido por Güths & Nicolau (1998), através de uma análise de fontes de erro no processo de calibração de SFC's. Os autores propõem que o fluxo de calor induzido pelo resistor seja superior a  $1000\text{W/m}^2$ , pois quanto maior for esse valor, menor a parcela relativa de fuga de calor pelas laterais e fios do SFC. No presente trabalho, optou-se por gerar um fluxo de calor de  $10000\text{W/m}^2$ , ou seja, um valor dez vezes maior do que o limite inferior proposto por Güths & Nicolau (1998).

Uma vez que  $q''_R$  já tem o seu valor definido, medem-se a resistência do resistor segundo a técnica de medição a 4 fios, anteriormente abordada, e a área de troca de calor do resistor,  $A_R$ , com o auxílio de um paquímetro. Em seguida, utiliza-se a equação (3.13) e calcula-se a corrente elétrica,  $i$ , necessária para o fornecimento do fluxo de calor desejado. Monta-se, então, o circuito elétrico de acordo com a Figura 3.9, e ajusta-se a tensão na fonte a um valor tal que a corrente, simultaneamente lida pelo amperímetro, corresponda ao valor da corrente calculado.

Uma desvantagem da técnica de calibração “*in loco*” se refere à determinação da parcela do fluxo de calor dissipado pelo resistor que flui na direção do isolante térmico. Como a calibração é feita apenas com um SFC, não é possível medir a fuga de calor para o isolante, sendo necessário fazer uma estimativa dessa parcela. Segundo informação do LMPT, baseada na experiência com várias calibrações dessa natureza, uma fuga da ordem de 3% do calor gerado pelo resistor representa satisfatoriamente o fenômeno. Sendo assim, a sensibilidade do SFC é calculada de:

$$S = \frac{E}{0,97q''_R} \quad (3.19)$$

O procedimento de calibração foi repetido três vezes para cada SFC, sendo que a média dos três valores de sensibilidade obtidos foi considerado como o valor da

sensibilidade do SFC. A incerteza associada ao procedimento de calibração e a forma como ela é calculada estão expostas no Apêndice I, ao final deste documento, junto com os valores de sensibilidade de cada um dos SFC's utilizados na medição do fluxo de calor no compressor.

---

## CAPÍTULO 4 - BANCADA EXPERIMENTAL

---

O presente capítulo considera uma descrição detalhada da bancada experimental utilizada para a execução dos testes. Com o intuito de organizar melhor as informações nele contidas, optou-se por dividi-lo em sete seções. A primeira delas aborda as definições de ciclo quente e condição de operação, essenciais para o entendimento do procedimento de testes, além de apresentar o circuito térmico da bancada experimental. As demais seções apresentam descrições de cada componente da bancada, como medidores de pressão, de temperatura, de fluxo de massa e da potência consumida pelo compressor. O controle da bancada e o sistema de aquisição de sinais são tópicos também discutidos ao longo do capítulo.

### 4.1. Bancada de testes de ciclo quente

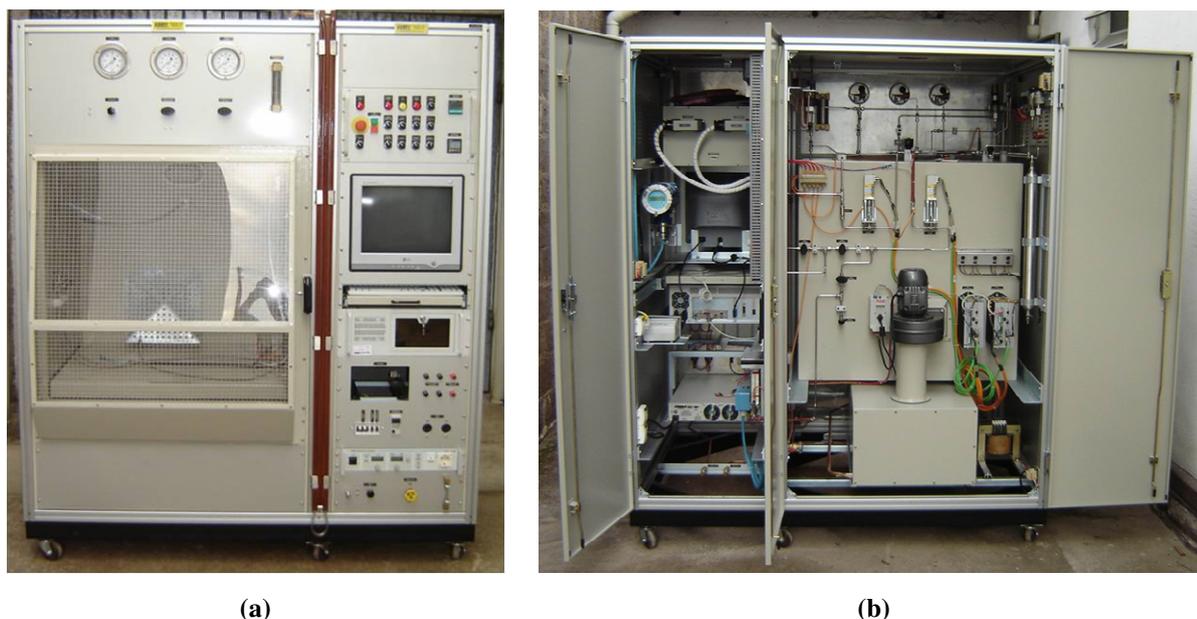
Ensaio experimentais em compressores são realizados com diferentes propósitos, desde testes para análise de eficiência e averiguação do nível de ruído até análise específica de um componente isolado do compressor. Para a realização de alguns desses ensaios, faz-se necessário conectar o compressor a uma bancada experimental com a finalidade de submetê-lo a condições de operação desejadas. A definição de uma condição de operação consiste na fixação de alguns parâmetros de teste como a rotação do compressor, as temperaturas de evaporação e condensação (conseqüentemente as pressões de evaporação e condensação, ou de sucção e descarga), a temperatura de sucção do compressor e a temperatura do ambiente em que o compressor operará. Assim, para que o ensaio experimental seja bem sucedido, é preciso garantir o controle sobre os parâmetros citados acima, ou seja, sobre as condições de operação<sup>3</sup>.

A bancada experimental utilizada para a execução dos testes é denominada de bancada de ciclo quente, e pode ser observada na Figura 4.1. Este nome provém do fato de não haver mudança de fase do fluido refrigerante que escoar dentro do sistema da bancada, permanecendo somente na fase de vapor superaquecido. Tal peculiaridade é

---

<sup>3</sup> No presente trabalho, o compressor é testado em três condições de operação distintas, caracterizadas por diferentes valores de temperaturas de evaporação e de condensação.

perfeitamente aceitável, uma vez que o objeto da análise é o compressor, o qual opera somente com fluido refrigerante na fase de vapor superaquecido, mesmo quando inserido em um ciclo de refrigeração. De fato, a condição de vapor superaquecido deve ser garantida, pois a presença de líquido dentro da câmara de compressão poderia trazer danos irreparáveis ao compressor, principalmente do ponto de vista de válvulas, em decorrência do chamado “golpe de líquido”.



**Figura 4.1 – Bancada experimental utilizada no presente trabalho. (a) Vista frontal, (b) Vista traseira.**

Assim sendo, no que diz respeito aos componentes do ciclo de refrigeração, a bancada de ciclo quente é composta por apenas dois deles, o compressor e o dispositivo de expansão. A Figura 4.2 mostra um diagrama esquemático para pressão versus entalpia específica (p-h), comparando um ciclo de refrigeração com o ciclo quente.

O circuito 1-3-4-6-1 caracteriza um ciclo de refrigeração convencional, com as regiões de evaporação e condensação bem definidas, enquanto que o circuito 2-3-4-5-2 ilustra o ciclo quente, situado em sua totalidade na região de vapor superaquecido. A linha formada pela união dos pontos 5-6-1-2 faz parte somente do ciclo de refrigeração, a linha 5-2, somente do ciclo quente, enquanto que a linha 2-3-4-5 é comum aos dois ciclos. Ao contemplar a figura, nota-se que o processo de compressão, esboçado pela linha de 3-4, é comum aos dois ciclos, demonstrando, do ponto de vista termodinâmico, a viabilidade do uso da bancada de ciclo quente para testes de compressores.

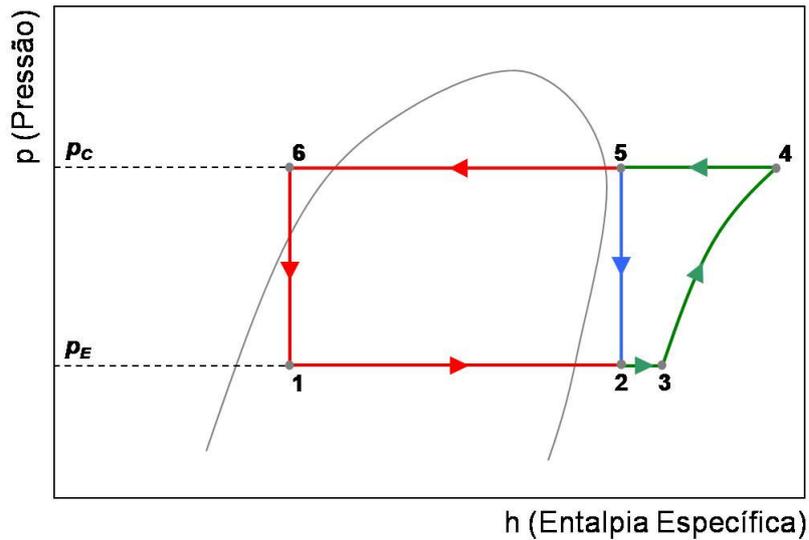


Figura 4.2 – Diagrama p - h esquemático mostrando o ciclo de refrigeração convencional e o ciclo quente.

O ciclo quente observado na Figura 4.2 mostra, além da compressão definida pelo processo 3-4, uma região de resfriamento à alta pressão (processo 4-5) seguida de uma única expansão (processo 5-2). O ciclo se fecha com aquecimento à baixa pressão (processo 2-3), voltando ao ponto de sucção do compressor.

Ao contrário do que ocorre no ciclo quente comentado acima, a bancada experimental utilizada no presente trabalho opera com dois dispositivos de expansão, caracterizando o ciclo com três níveis de pressão: pressões de sucção e descarga (padrões), e uma pressão intermediária. A bancada foi assim construída, pois a presença de duas válvulas de expansão permite um melhor controle sobre as pressões de sucção e descarga do sistema. O ajuste de pressões no ciclo com apenas uma válvula de expansão é um processo extremamente sensível, uma vez que a interferência da pressão de sucção na pressão de descarga, e vice-versa, se dá de forma direta. A linha da descarga é separada da linha de sucção apenas pelo compressor e por um dispositivo de expansão. Ao adicionar um dispositivo de expansão ao sistema, as linhas de sucção e descarga estarão separadas pelo compressor e por duas válvulas de expansão, e entre as duas válvulas, haverá uma linha de pressão intermediária, operando como um “pulmão” do ciclo quente. O conceito “pulmão” surgiu, pois esta linha atua como um reservatório de gás e, durante o ajuste das duas válvulas, o mesmo não permite que as pressões de sucção e descarga afetem uma à outra tão intensamente, como ocorreria caso houvesse somente uma válvula. O controle das pressões de sucção e descarga se torna menos sensível, o que

proporciona maior facilidade para atingir a condição de operação desejada. A Figura 4.3 mostra um diagrama esquemático pressão versus entalpia específica (p-h), comparando o ciclo quente convencional com o ciclo quente composto por três níveis de pressão.

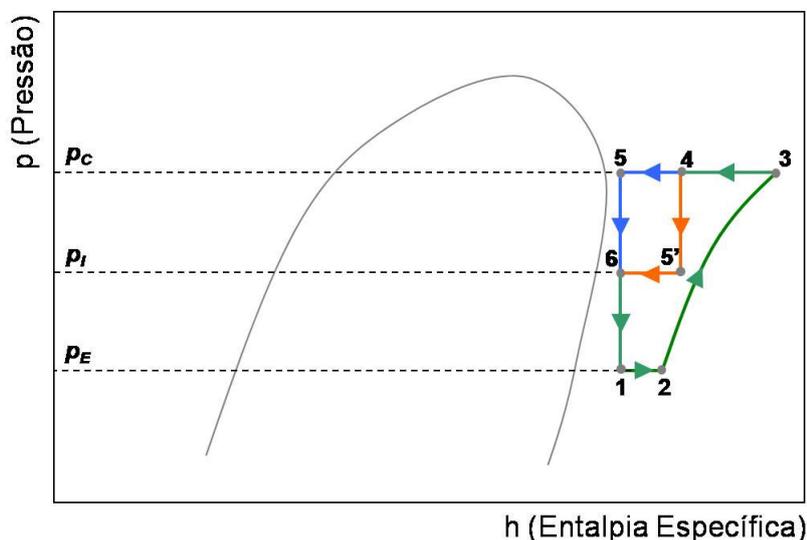


Figura 4.3 – Diagrama p - h esquemático mostrando o ciclo quente convencional e o ciclo quente composto por três níveis de pressão.

O circuito 1-2-3-5-1 representa o ciclo quente convencional, enquanto que a seqüência 1-2-3-4-5'-6-1 caracteriza o ciclo quente com duas expansões.

Além do compressor e dos dispositivos de expansão, a bancada experimental necessita de outros equipamentos. Em linhas gerais, tais equipamentos têm a função de realizar a leitura e o controle de parâmetros de interesse durante um teste. As medições realizadas pela bancada compreendem, além das medidas de pressão, medidas de temperatura, fluxo de massa e consumo energético do compressor.

A Figura 4.4 apresenta um esquema do circuito térmico da bancada de ciclo quente utilizada neste trabalho. Uma legenda foi preparada para auxiliar na identificação dos elementos do circuito térmico, sendo dividida em três categorias: componentes, instrumentos de medição e instrumentos de controle.

#### 1. Componentes:

- C – Compressor;
- VES – Válvula de Expansão da Sucção;
- BP VES – By-Pass na Válvula de Expansão da Sucção;

- VED – Válvula de Expansão da Descarga;
- BP VED – By-Pass na Válvula de Expansão da Descarga;
- TC – Trocador de Calor Contra-Corrente (água como fluido de trabalho);
- VS1, VS2 e VS3 – Válvulas de Serviço.

2. Instrumentos de medição:

- TPS – Transmissor de Pressão da Sucção;
- TPD – Transmissor de Pressão da Descarga;
- MFM – Medidor de Fluxo de Massa;
- PT100S – Termoresistência<sup>4</sup> da Sucção;
- PT100D – Termoresistência da Descarga;
- PT100MFM – Termoresistência no MFM.

3. Instrumentos de controle:

- CONPS – Controlador PID<sup>5</sup> da Pressão de Sucção;
- CONPD – Controlador PID da Pressão de Descarga;
- CONTS – Controlador PID da Temperatura na Sucção;
- CONTD – Controlador PID da Temperatura na Descarga;
- CONTMFM – Controlador PID da Temperatura no MFM;
- TES – Traceamento Elétrico<sup>6</sup> na Sucção;
- TED – Traceamento Elétrico na Descarga;
- TEMFM – Traceamento Elétrico no MFM.

---

<sup>4</sup> Sensores de temperatura que têm seu princípio de operação baseado na variação da sua resistência ôhmica.

<sup>5</sup> PID (Proporcional Integral Derivativo) consiste em uma técnica muito utilizada em controle de processos industriais. O controlador PID busca aproximar um valor medido, denominado variável de processo, do valor desejado, ou *set-point*, através do cálculo e conseqüente envio de um sinal de correção para o equipamento que atua diretamente no parâmetro a ser controlado (por exemplo: servomotor, resistor elétrico), ajustando adequadamente o processo.

<sup>6</sup> Resistor elétrico utilizado para aquecer o gás nas regiões de interesse do circuito.

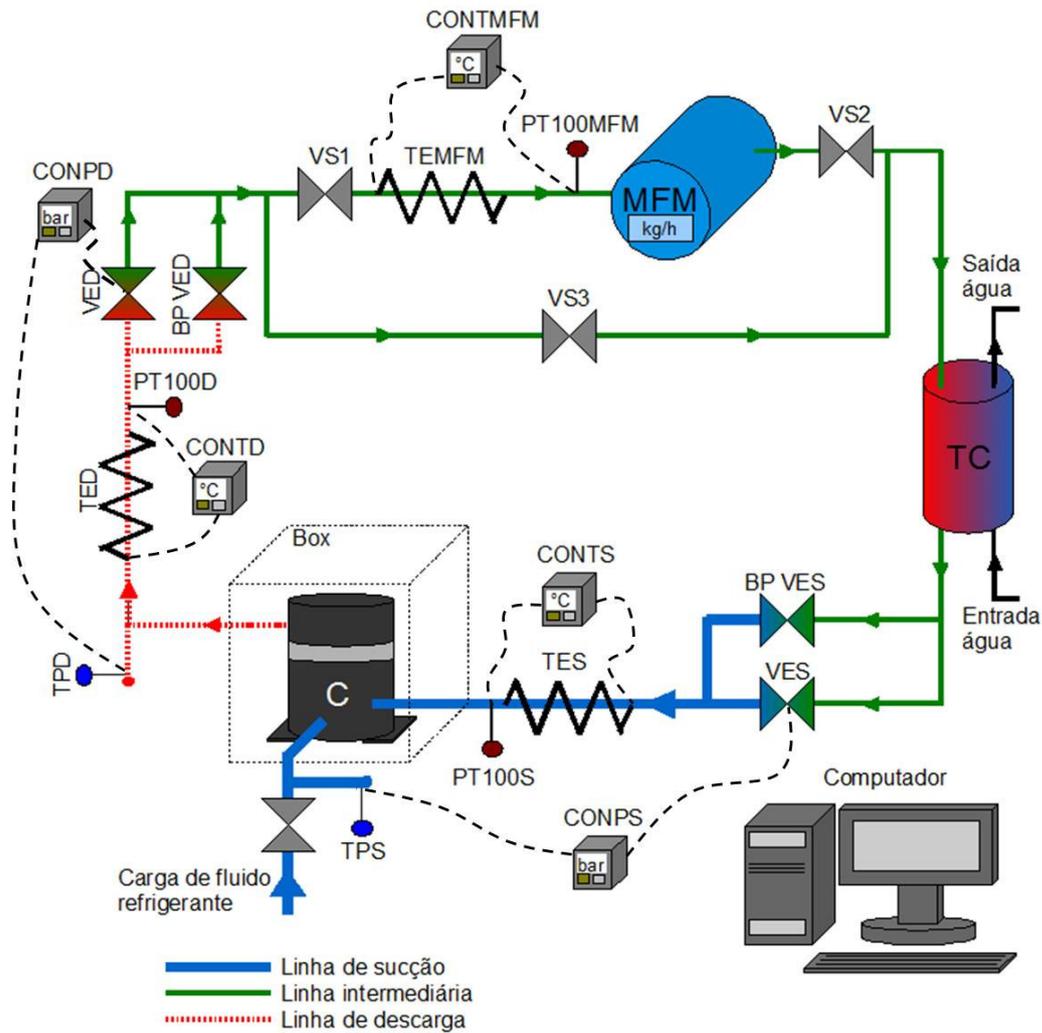


Figura 4.4 – Esquema do circuito térmico da bancada de ciclo quente.

A trajetória do fluido refrigerante dentro da bancada de ciclo quente é a seguinte: vapor superaquecido é succionado pelo compressor (C). Após a compressão, este segue à alta pressão em direção à válvula de expansão da descarga (VED), onde passa por sua primeira expansão, atingindo a chamada pressão intermediária. Nesta linha, a vazão do escoamento é medida através do medidor de fluxo de massa (MFM). Na seqüência, o escoamento sofre uma segunda expansão, ao passar pela válvula de expansão da sucção (VES). Agora, à baixa pressão, o vapor segue em direção ao compressor, onde é succionado novamente, completando o ciclo.

## 4.2. Medição e controle das pressões

Do ponto de vista de automação e controle, a bancada tem suas pressões de sucção e descarga controladas, bem como a temperatura do fluido refrigerante em algumas regiões específicas de interesse no ciclo. As válvulas de expansão da sucção e da descarga, representadas por VES e VED, respectivamente, são servomotores acionados eletronicamente por suas unidades de servoacionamento. Estas unidades são então conectadas aos controladores PID da sucção e descarga, representados por CONPS e CONPD, respectivamente. Os controladores são responsáveis por controlar o sentido e a velocidade de rotação dos servomotores. Para que os controladores possam atuar, é necessário conectar medidores de pressão a eles, como os transmissores de pressão da sucção e da descarga, denotados por TPS e TPD, respectivamente. Através dos medidores, são feitas as leituras instantâneas das pressões e estas são comparadas aos *set-points*<sup>7</sup>, previamente informados aos controladores, para que estes possam fornecer ao servomotor seu sentido de rotação. Nesse caso, os *set-points* são os valores nominais das pressões de sucção e de descarga definidos pela condição de operação.

A Figura 4.5 fornece detalhes visuais de posicionamento de válvulas, transmissores de pressão e controladores PID na bancada de ciclo quente.

## 4.3. Medição e controle das temperaturas

Existem três pontos de interesse no ciclo onde se deseja atuar no controle da temperatura: a montante da sucção do compressor, a montante da VED e a montante do MFM. O controle da temperatura na sucção do compressor é justificado pela definição da condição de operação, que exige o estado termodinâmico bem definido durante esse processo. O controle da temperatura a montante da VED e do MFM é realizado com o intuito de evitar escoamento bifásico por estes componentes. A presença de líquido e vapor ao escoar por uma válvula proporciona um fluxo de massa instável devido à diferença de densidade entre as duas fases, e esta instabilidade afeta as pressões dificultando o seu controle.

---

<sup>7</sup> O *set-point* consiste em um valor de referência de trabalho informado ao controlador, para que este possa fornecer os comandos adequados de abertura e fechamento, no caso dos servomotores, ou de nível de aquecimento, no caso dos traceamentos elétricos.

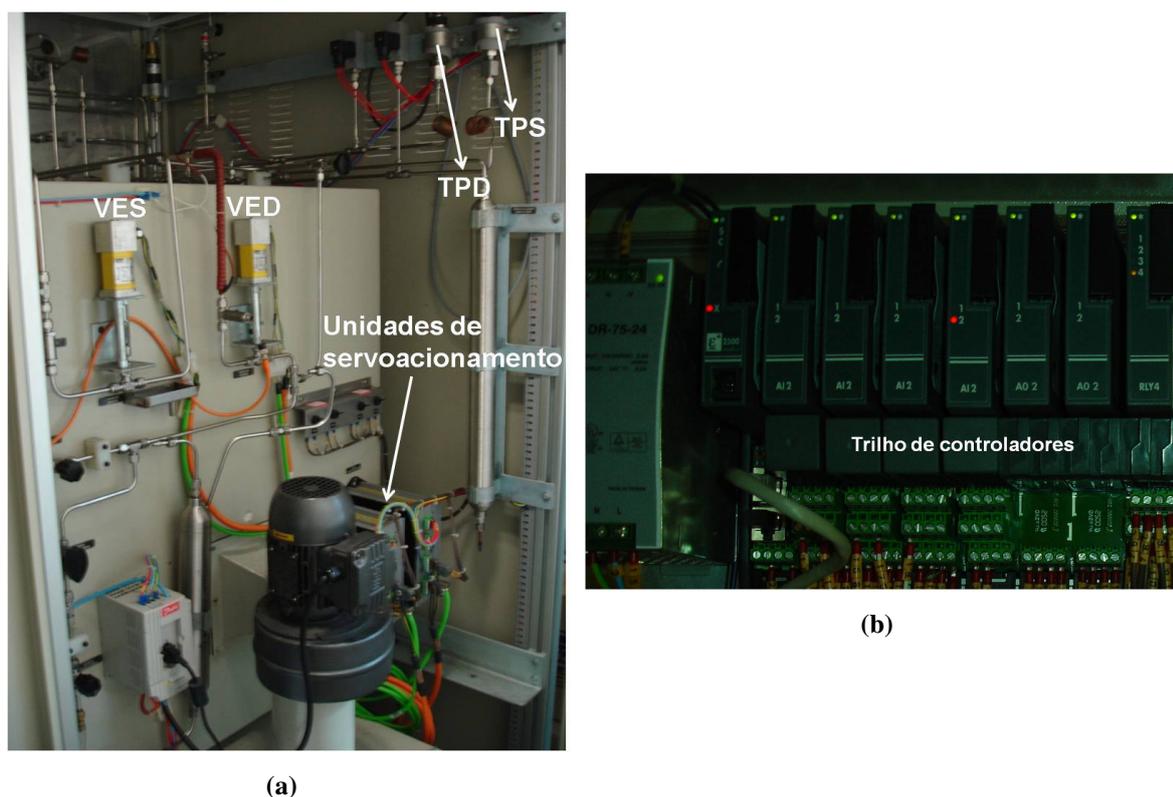
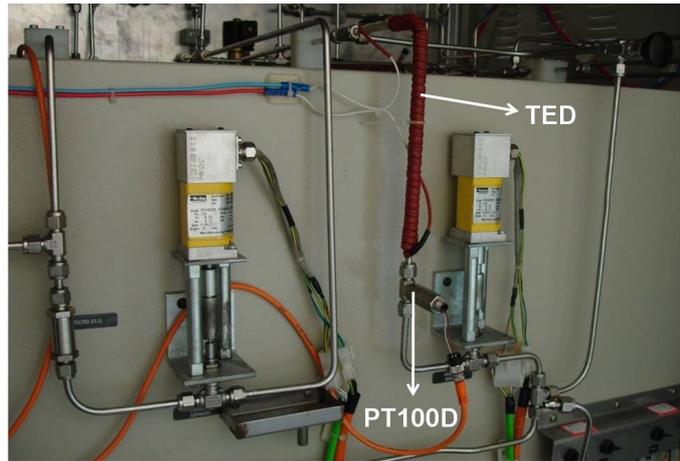
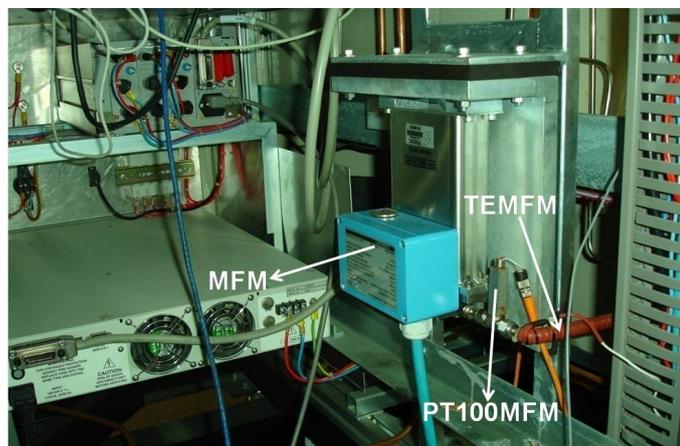


Figura 4.5 – (a) Válvulas de expansão, unidades de servoacionamento e transmissores de pressão e (b) trilho de controladores PID.

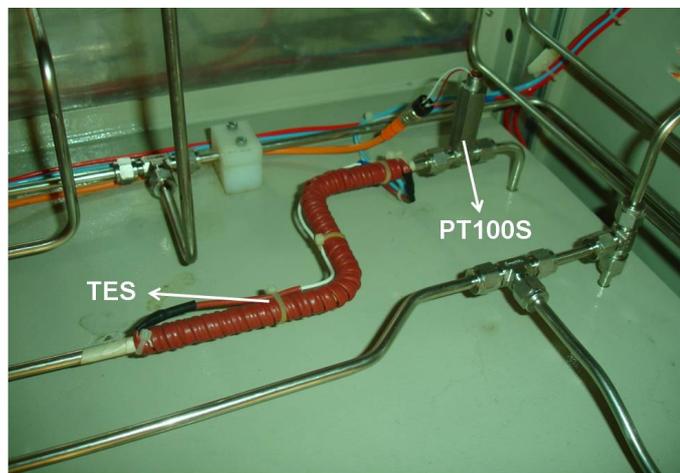
O controle das temperaturas é análogo ao das pressões anteriormente discutido, ou seja, é necessário medir a temperatura, compará-la a um valor de referência e atuar no seu controle de forma a aproximá-la a este valor. Como mostrado na Figura 4.4, as temperaturas são medidas, nos três pontos supracitados, por termoresistências (PT100S, PT100MFM e PT100D). Esses sensores estão conectados a controladores PID (CONTS, CONTMFM e CONTD), e a eles transmitem os valores instantâneos de temperatura medidos. Tais valores são comparados aos valores de *set-point*, previamente informados pelo operador da bancada ao controlador. Se a temperatura medida estiver abaixo do *set-point*, o controlador envia um sinal para o traceamento elétrico de forma a intensificar o nível de aquecimento da região de interesse, com a conseqüente elevação de temperatura. Por outro lado, se a temperatura medida for maior que o *set-point*, o nível de aquecimento é reduzido ou até mesmo suspenso, para que haja o resfriamento da região em questão. A Figura 4.6 exibe fotos com detalhes visuais dos traceamentos elétricos utilizados, bem como das termoresistências.



(a)



(b)



(c)

**Figura 4.6 – (a)Traceamento elétrico e termoresistência da descarga, TED e PT100D, (b) traceamento elétrico e termoresistência, TEMFM e PT100MFM, a montante do medidor de fluxo de massa (MFM) e (c) traceamento elétrico e termoresistência da sucção, TES e PT100S.**

Diante de algumas condições de operação, mesmo suspendendo o aquecimento na região a montante da sucção do compressor, a temperatura permanece elevada em relação

ao *set-point*. Quando isso acontece, utiliza-se o trocador de calor (TC) instalado na linha de pressão intermediária (Figura 4.4), que é alimentado com água à temperatura controlada por um banho termostático. Com o trocador de calor acionado, facilmente atinge-se a temperatura de interesse a montante da sucção do compressor. Dentre as três condições de operação testadas no presente trabalho, apenas uma requereu a utilização do trocador de calor, a condição (-10,0°C/90,0°C), que apresenta uma temperatura elevada na descarga e necessita de um resfriamento forçado para atingir a temperatura de sucção do compressor.

#### 4.4. Medição do fluxo de massa

O fluxo de massa no ciclo quente é medido através de um sensor do tipo Coriolis fabricado pela empresa Rheonik. O equipamento utilizado para esta medição é composto por duas unidades: unidade de medição e unidade eletrônica.

A unidade de medição consiste no aparato responsável pela medição do fluxo de massa, e por este motivo, é conectada em série ao circuito térmico da bancada de ciclo quente. Um cabo, responsável por transmitir os dados do sensor, é conectado entre a saída desta unidade e a entrada da unidade eletrônica. Esta, por sua vez, possui um *display* que indica o valor de fluxo de massa instantâneo, em kg/h, e a massa, em kg, que passou pelo sensor desde o momento em que a bancada foi ligada. O sinal de saída digital, do tipo frequência, é levado então para o computador responsável pela aquisição de dados. A Figura 4.7 ilustra fotos das unidades de medição e eletrônica do medidor de fluxo de massa.

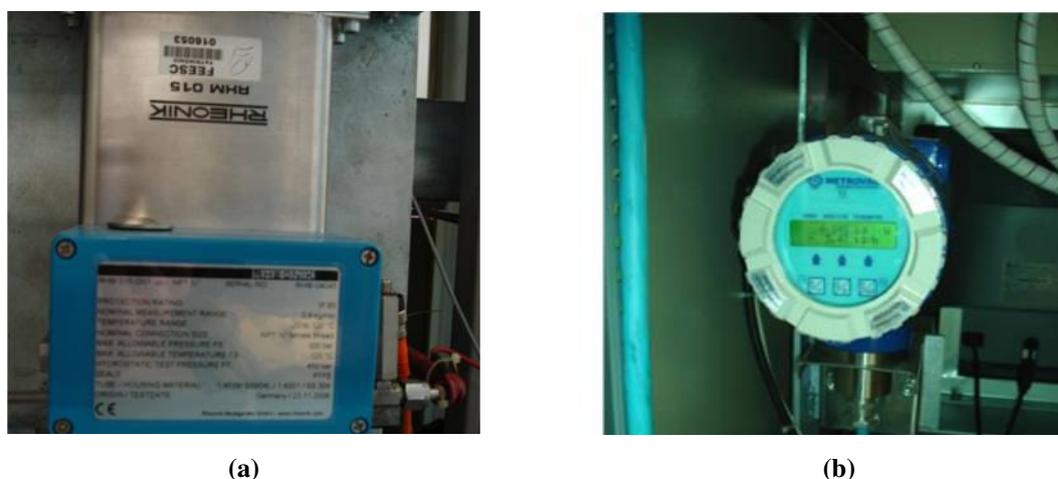


Figura 4.7 – Medidor de fluxo de massa do tipo Coriolis. (a) Unidade de medição e (b) unidade eletrônica.

#### 4.5. Medição da potência consumida pelo compressor

Ensaio experimentais com compressores, como comentado anteriormente, exigem condições controladas. Um dos parâmetros que definem a condição de operação é a frequência de trabalho do compressor, que está diretamente associada à rede elétrica de alimentação do mesmo. Além disso, como visto no Capítulo 1, o desempenho do ciclo de refrigeração, dado pelo *COP*, está intimamente ligado ao consumo de energia do compressor. Por tais motivos, torna-se imprescindível levar em consideração a forma como o compressor é alimentado.

A alimentação direta da rede elétrica, mesmo com a utilização de um transformador, não é a melhor opção de fornecimento de energia ao compressor, devido às oscilações inerentes da mesma e que certamente perturbariam os resultados dos testes. Com exceção dos instantes iniciais, quando é necessário realizar a alimentação diretamente pela rede, utiliza-se uma fonte de tensão estável para alimentar o compressor.

Durante a partida do compressor, o torque exigido para movimentar o mecanismo de compressão é bem superior ao torque exigido para movimentar o mesmo mecanismo no restante do teste. Por esse motivo, como descrito também no Capítulo 1, o motor de indução do compressor é dotado de duas bobinas elétricas, chamadas de principal e auxiliar, responsáveis pelo seu acionamento. Quando ocorre a partida do compressor, as duas bobinas atuam em conjunto fornecendo a corrente elétrica necessária para tirar o mecanismo do repouso. Contudo, passado um período de aproximadamente 1,5 s, o fornecimento de energia pela bobina auxiliar é suspenso, por não haver mais necessidade de um torque elevado, e somente a bobina principal continua atuando. Alguns segundos depois do desligamento da bobina auxiliar, a alimentação do compressor é automaticamente ajustada. Deixa-se de alimentá-lo pela rede e passa-se a utilizar a fonte de tensão, tornando o fornecimento de energia bem mais estável. A Figura 4.8 apresenta uma imagem da fonte de tensão utilizada na bancada de ciclo quente.

Deve ser ressaltado que são utilizados dois temporizadores durante a partida do compressor. Um deles é responsável por desligar a bobina auxiliar passados 1,5 s da partida do compressor, como supracitado. O outro temporizador age na troca de fonte de alimentação do compressor, da rede elétrica para a fonte de tensão estável, programado para ocorrer 15 s após a partida.



**Figura 4.8 – Fonte de tensão.**

Uma vez que o compressor é alimentado sob tensão e frequência estáveis, é necessário um equipamento para a medição do seu consumo energético. Dessa forma, um medidor de potência, mais comumente chamado de wattímetro, é acoplado à bancada de ciclo quente. Esse instrumento mede a tensão, a corrente, o ângulo de fase entre elas e calcula a potência, em Watt, fornecida ao compressor. A Figura 4.9 mostra uma foto do wattímetro utilizado na bancada de ciclo quente.



**Figura 4.9 – Wattímetro digital.**

As especificações técnicas da fonte de tensão, do wattímetro, bem como dos demais equipamentos citados anteriormente, podem ser obtidas no Apêndice II, ao final deste documento.

#### **4.6. Sistema de refrigeração secundário**

Outro parâmetro que define a condição de operação é a temperatura do ambiente em que o compressor fica alojado durante os testes. Por tal motivo, é importante salientar ainda a presença de outras duas termoresistências que não foram incluídas na Figura 4.4. Ambas estão localizadas no interior do chamado BOX<sup>8</sup> da bancada de ciclo quente, no qual o compressor é colocado. Uma delas age no controle da temperatura do ar dentro

---

<sup>8</sup> Espaço especialmente construído na bancada de ciclo quente e reservado para posicionamento do compressor durante os testes.

desse recinto (PT100BOX), enquanto que a outra atua apenas na leitura da temperatura de sua parede interna (PT100PBOX).

Para que haja um controle total das condições térmicas, ou seja, controle da temperatura e nível de ventilação do ar dentro do BOX, de forma a respeitar as normas específicas dos testes, um sistema de refrigeração auxiliar foi instalado junto à bancada. A Figura 4.10 apresenta um esquema do circuito térmico desse sistema.

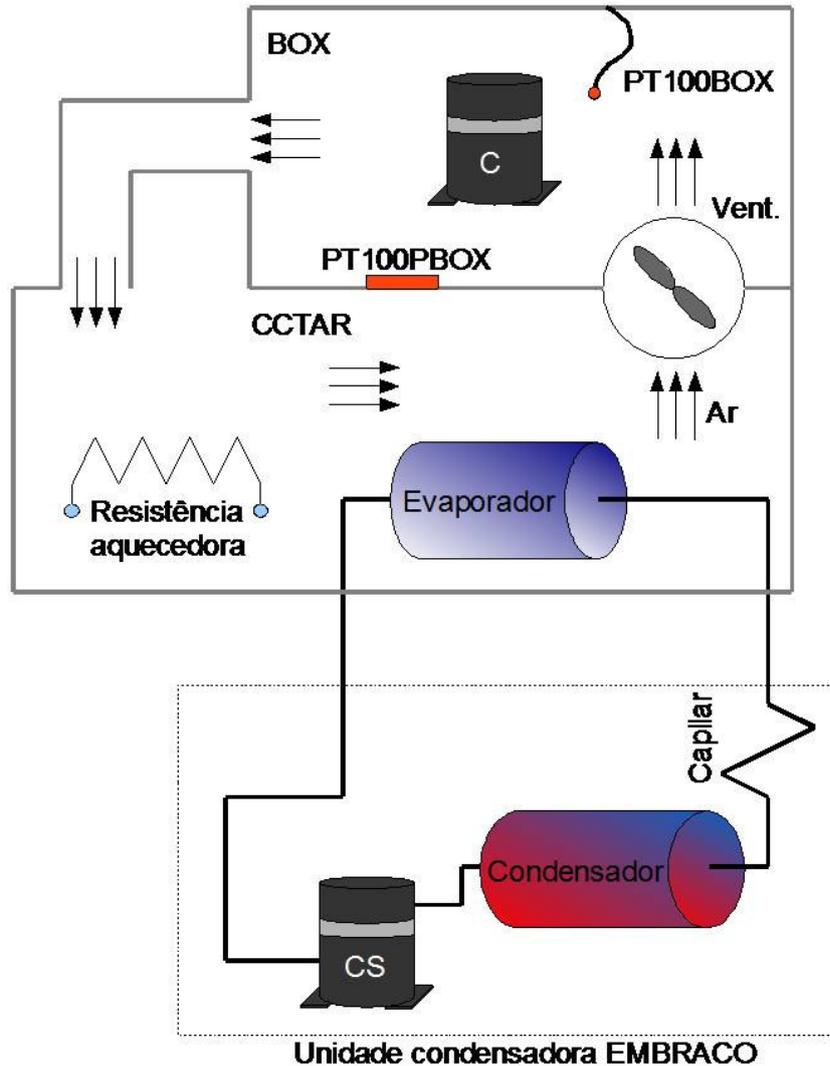
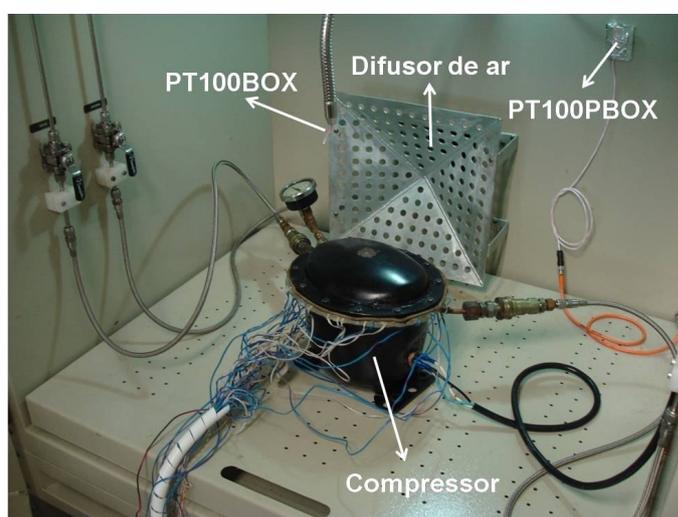


Figura 4.10 – Esquema do circuito térmico do sistema de refrigeração secundário junto à bancada de ciclo quente.

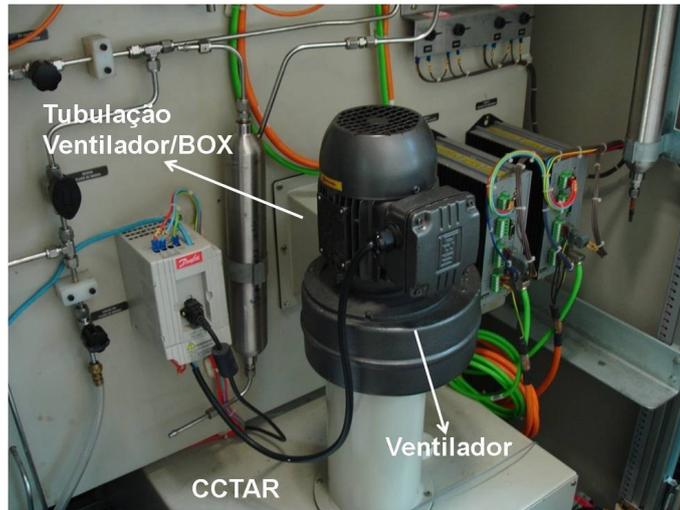
O circuito de refrigeração secundário é composto por uma unidade condensadora EMBRACO acoplada a um evaporador. Essa unidade, por sua vez, é composta por um compressor (denotado por CS na Figura 4.10), um condensador e um tubo capilar. O evaporador fica localizado no CCTAR, ou Compartimento de Controle de Temperatura

do Ar, assim como um banco de resistências elétricas. A função do evaporador é resfriar o ar dentro desse compartimento, enquanto que as resistências elétricas servem para aquecê-lo. O compartimento se comunica com o BOX da bancada de ciclo quente por intermédio de um ventilador, responsável pela movimentação do ar no sentido CCTAR → BOX. O retorno (BOX → CCTAR) é feito por uma tubulação.

Assim sendo, a temperatura do ar dentro do BOX é controlada pelo sistema de refrigeração secundário e de resistências elétricas, sendo que tais resistências são conectadas a um controlador PID, bem como a termoresistência PT100BOX. Ao ligar a bancada para execução do teste, liga-se também o sistema de refrigeração secundário, através de um disjuntor disposto no painel frontal da bancada. Automaticamente, o CS começa a operar, o ar no CCTAR começa a ser resfriado e o ventilador o desloca para o BOX. O PT100BOX lê a temperatura no interior do BOX e a informa ao controlador PID. Quando a temperatura está abaixo do desejado, o banco de resistências é acionado com o intuito de aquecer o ar dentro do CCTAR. Quando a temperatura está elevada, o nível de aquecimento das resistências é reduzido ou até interrompido, de forma que apenas o sistema de refrigeração secundário permanece em operação. A Figura 4.11 apresenta fotos do BOX da bancada de ciclo quente e do ventilador utilizado para movimentar o ar.



(a)



(b)

**Figura 4.11 – Componentes do sistema de refrigeração secundário. (a) BOX e (b) Ventilador.**

O difusor de ar, presente no interior do BOX e ilustrado na Figura 4.11(a), serve para impedir que o escoamento de ar, promovido pelo ventilador, atinja diretamente o compressor.

#### 4.7. Sistema de aquisição de sinais

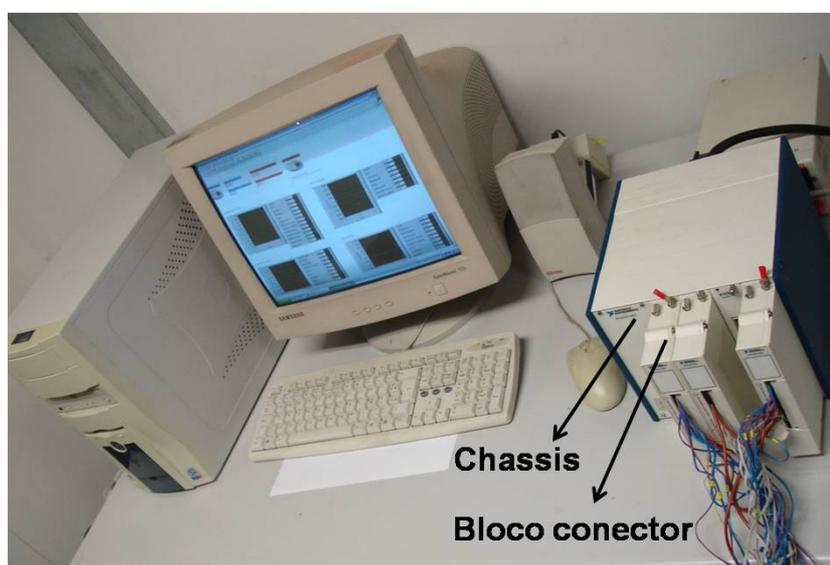
Para realizar todas as medições de interesse no ciclo, são utilizados dois sistemas de aquisição de sinais ligados a dois computadores. Um deles é empregado apenas para adquirir os sinais dos SFC's e dos termopares instrumentados no compressor, enquanto o outro, é usado para adquirir os sinais dos demais instrumentos na bancada de ciclo quente, como pressões, temperaturas lidas pelas termoresistências, fluxo de massa e consumo energético do compressor. Ambos os sistemas de aquisição são formados por equipamentos fabricados pela empresa *National Instruments* (NI), e o software utilizado foi o *Labview 7*, também fornecido pela NI.

O sistema de aquisição utilizado para adquirir os sinais provenientes do compressor é composto por:

- Uma placa de aquisição NI PCI-6251, contendo 16 canais de entrada de dados analógicos;
- Um chassis para acomodação de módulos, modelo SCXI 1000;

- Três módulos condicionadores de sinais de 32 canais, com filtro passa baixa de 2Hz e amplificador com ganho de 100 para sinais abaixo de 100 milivolts, modelo SCXI 1102;
- Três blocos conectores modelo SCXI 1303 responsáveis pela interface sensores/módulos, contendo sensor de temperatura para compensação de junta fria;
- Um computador com processador Pentium 4, frequência de operação de 2GHz e memória RAM de 512Mb.

A Figura 4.12 mostra uma foto do sistema de aquisição acima descrito.



**Figura 4.12 – Sistema de aquisição utilizado para adquirir os sinais dos termopares e SFC's.**

O outro sistema de aquisições, utilizado para adquirir os sinais dos demais instrumentos da bancada de ciclo quente, é composto por uma placa de aquisição PCI-GPIB e pela própria placa mãe do computador. A primeira é utilizada para a aquisição dos sinais provenientes do wattímetro, relativos ao consumo energético do compressor, enquanto a outra realiza a aquisição dos sinais de temperatura, pressão e fluxo de massa. Os sinais de temperatura e pressão são de natureza analógica e necessitam ser convertidos para sinais digitais antes de serem adquiridos pela placa mãe. Essa conversão é feita pelo próprio controlador PID que possui um protocolo de comunicação do tipo RS-485. No entanto, como a entrada de dados na placa mãe é feita via comunicação RS-232, é necessário um conversor de protocolos RS-485/RS-232, instalado entre a saída do trilho

de controladores PID e entrada da placa mãe. O computador utilizado para aquisições desse sistema possui processador Pentium 4, com frequência de operação de 3 GHz e memória RAM de 1 Gb.

A rotina construída com auxílio do *Labview 7*, utilizada para adquirir os sinais da bancada de ciclo quente, foi elaborada por uma empresa especializada em aquisição de sinais (DAQSYS). Por outro lado, a rotina empregada na aquisição dos sinais dos SFC's e dos termopares instalados no compressor foram desenvolvidas no presente trabalho.

---

## CAPÍTULO 5 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

---

Uma vez que todo o aparato experimental foi apresentado no capítulo anterior, descreve-se a seguir o procedimento experimental. Inicialmente, considera-se a instrumentação do compressor, abordando a instalação de termopares e SFC's na carcaça e no *kit*<sup>9</sup> do compressor, além de destacar os pontos críticos observados durante a atividade. Na seqüência, detalha-se o procedimento de teste, incluindo a preparação da bancada, a execução dos testes e o tratamento dos dados.

### 5.1. Instrumentação do Compressor

O compressor foi instrumentado com SFC's e termopares, de forma a se obterem a temperatura e o fluxo de calor em vários de seus componentes. Em um primeiro momento, com o objetivo de conhecer melhor o sistema de medição e, principalmente, validar as medições de fluxo de calor, o estudo foi focado apenas na carcaça do compressor. A partir desta etapa, seguiu-se então para a instrumentação do kit. Os detalhes de ambas as etapas da instrumentação são descritas ao longo deste capítulo.

Antes de iniciar a instrumentação, no entanto, foi necessário definir o compressor a ser estudado. Neste sentido, foi selecionado um compressor fabricado pela EMBRACO, modelo EGX90HLC, que opera com R134a como fluido refrigerante, geralmente empregado em aplicações LBP, tais como refrigeração doméstica e comercial de médio porte. A tensão de alimentação e a frequência de operação desse compressor correspondem a 110V e 60Hz. Trata-se de um modelo de compressor fabricado há muitos anos pela empresa, tendo sido também objeto de diversas pesquisas, inclusive algumas referentes à análise térmica. O fato desse compressor ser um produto consolidado, com um grande banco de dados técnicos, foi o principal motivo que determinou a sua escolha para o estudo do presente trabalho. A Figura 5.1 exibe uma ilustração do compressor.

---

<sup>9</sup> Conjunto mecânico formado por alguns componentes do compressor como muffler de sucção e de descarga, cilindro e motor.



Figura 5.1 – Compressor EMBRACO, modelo EGX90HLC.

### 5.1.1 Instrumentação da carcaça

A instrumentação da carcaça foi realizada em duas etapas. Primeiramente, SFC's OMEGA foram instalados somente na superfície externa. Devido à facilidade de acesso, o procedimento de fixação dos sensores é relativamente simples, não necessitando serem fixados de forma permanente.

Na seqüência, a parede interna da carcaça foi instrumentada com SFC's OMEGA, RdF e Vatell. Os sensores fornecidos pelas empresas RdF e Vatell foram necessários pois aqueles da empresa OMEGA possuem dimensões padronizadas, inadequadas para medições em componentes de dimensões reduzidas do compressor.

Como mencionado anteriormente, a medição do fluxo de calor na carcaça teve como objetivo, além da caracterização da troca de calor no componente, avaliar também a precisão dos resultados fornecidos pelos SFC's. Contudo, para fazer esta avaliação, é necessário aferir o fluxo de calor que atravessa a carcaça através de outro método, de forma a se estabelecer um valor de referência para comparação com os valores medidos pelos SFC's. A metodologia utilizada para a obtenção do valor de referência consiste na aplicação de um balanço de energia no compressor, a fim de calcular a taxa de transferência de calor, em Watt, que atravessa a carcaça do compressor. Os detalhes referentes à dedução da equação que descreve o balanço de energia, bem como os resultados obtidos e a comparação com as medições com SFC's, são apresentados no Capítulo 6.

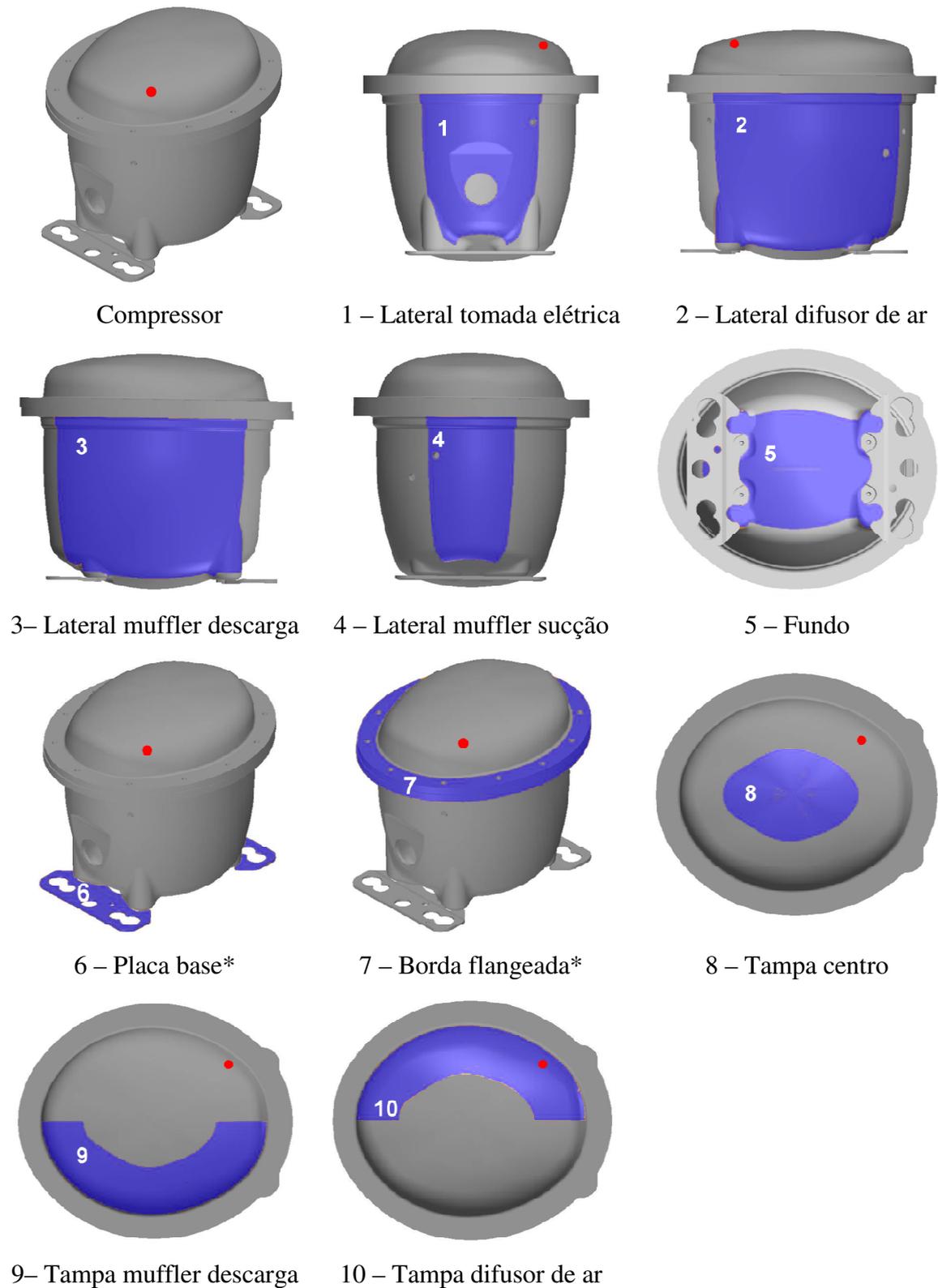
Em princípio, poder-se-ia imaginar que a distribuição do fluxo de calor local [ $\text{W/m}^2$ ] sobre a superfície da carcaça é uniforme, de maneira que a medição apontada por

apenas um SFC, instalado sobre a superfície, fosse suficiente para caracterizar o fenômeno. No entanto, isto não ocorre e, para a medição precisa do calor que atravessa a carcaça, é necessário dividir a superfície em áreas menores e representar cada uma delas pela medição de um SFC. Assim, a taxa de transferência de calor através da carcaça do compressor,  $\dot{Q}_{CARC}$ , deve ser obtida do somatório dos fluxos de calor locais:

$$\dot{Q}_{CARC} = \sum_{i=1}^n q''_i A_i \quad (5.1)$$

onde  $q''_i$  expressa o fluxo de calor local no elemento de área  $A_i$ , medido pelo SFC  $i$ , enquanto que  $n$  é o número total elementos que compõem a área total da carcaça. É importante salientar que a equação (5.1) deve ser também aplicada na parede interna da carcaça. Naturalmente, o número de sensores e o posicionamento dos mesmos nas superfícies interna e externa não necessitam ser necessariamente iguais e, desta forma, o número de elementos de área  $A_i$  podem também ser distintos. Após a integração das taxas de transferência de calor nas paredes interna e externa através da equação (5.1), seus valores são comparadas ao valor de referência, calculado via balanço de energia.

Considerando que a magnitude do fluxo de calor local varia sobre as superfícies, quanto maior for o número de elementos de área na superfície da carcaça, maior será a quantidade de SFC's empregados na medição e mais próximo será o resultado das medições em relação ao valor real rejeitado pelo compressor. Como é inviável cobrir toda a carcaça com SFC's, torna-se imprescindível uma análise criteriosa do processo de transferência de calor no compressor, a fim de realizar uma divisão da superfície para um posicionamento adequado dos SFC's. Fazendo desta forma, é possível caracterizar a transferência de calor na carcaça de maneira satisfatória, e sem uma quantidade excessiva de sensores. A Figura 5.2 mostra a divisão do lado externo da carcaça adotada neste trabalho. O valor numérico de cada uma dessas áreas, utilizado para o cálculo da taxa de transferência de calor, via equação (5.1), é obtido de um modelo em CAD do compressor.

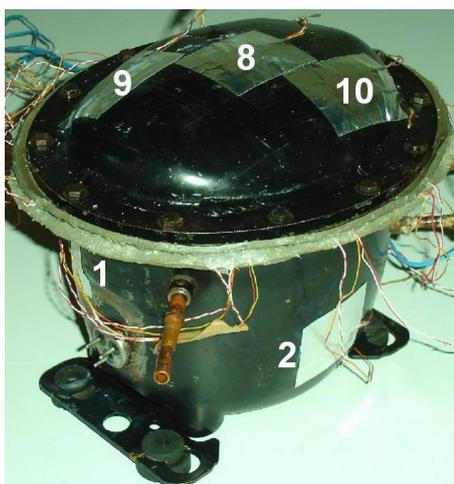


**Figura 5.2 – Parede externa da carcaça do compressor dividida em regiões. A marcação feita nestas imagens, e nas demais que serão exibidas adiante, atua como referência para melhor entendimento das rotações aplicadas a cada vista do compressor.**

Como observado na Figura 5.2, o fluxo de calor e a temperatura foram medidos em dez regiões da parede externa da carcaça, sendo que em oito delas adotaram-se os SFC's OMEGA. Nas duas regiões restantes, correspondentes às regiões *Placa base* (6) e *Borda flangeada* (7), apenas termopares foram instalados, com o fluxo de calor sendo estimado a partir das medições de suas temperaturas e soluções analíticas para aletas. Os detalhes desse procedimento são encontrados no Apêndice IV.

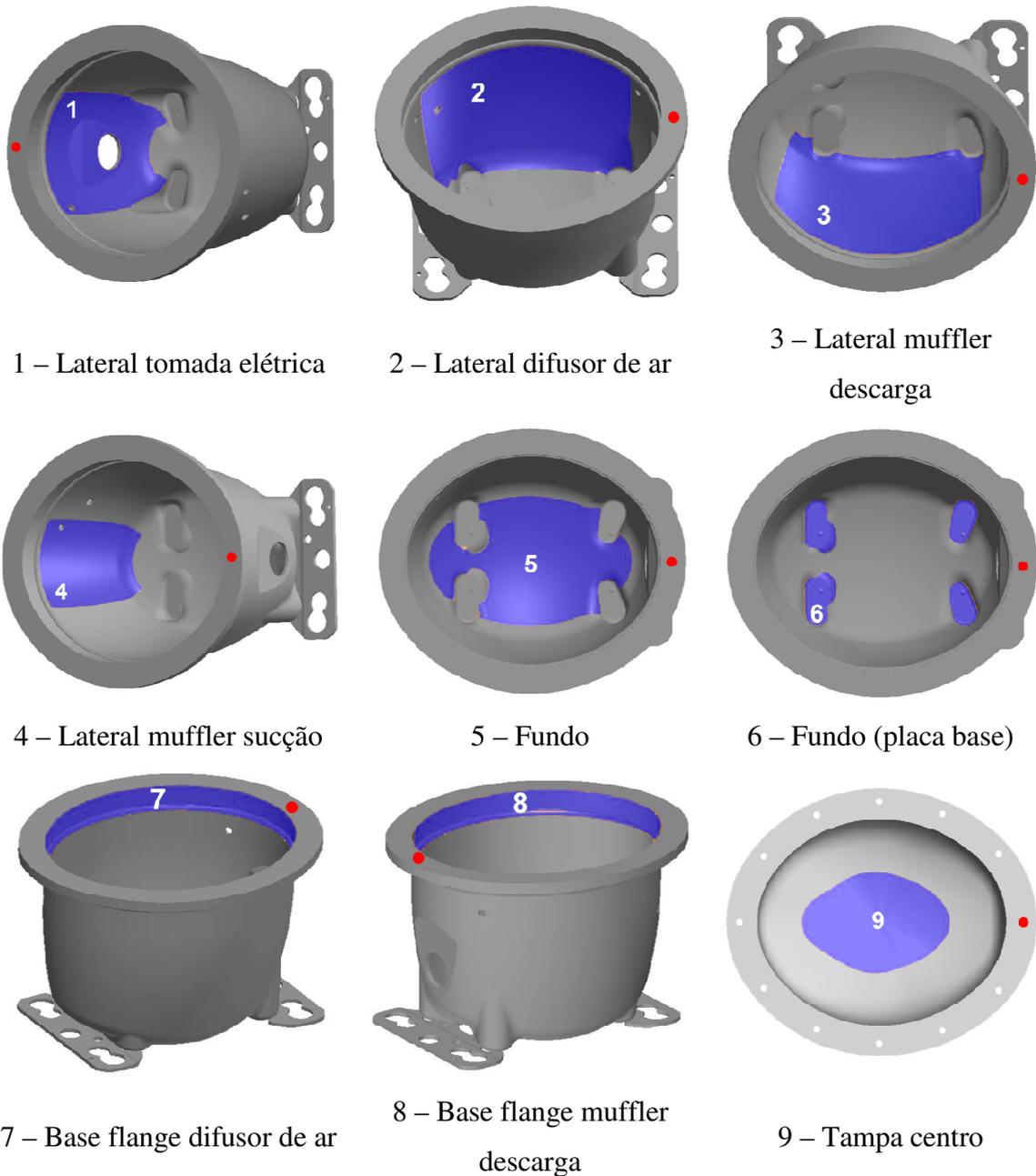
A fixação dos sensores sobre a superfície é uma tarefa importante e, para a superfície externa, é relativamente simples. Para tanto, optou-se pelo uso de uma fita de alumínio polido sobre o sensor, pois a emissividade térmica do alumínio polido pode ser estimada de forma satisfatória da literatura, e foi considerada como sendo 0,2. Esta é uma informação essencial na caracterização do fluxo de calor através da carcaça, uma vez que a troca de calor por radiação entre essa superfície e sua vizinhança é significativa e a presença do sensor altera tal condição de troca. Assim, conhecendo-se as emissividades da carcaça e da fita, é possível aplicar uma correção ao valor medido pelo SFC, de maneira a aproximá-lo do valor real que atravessa a carcaça. Esta correção será abordada em detalhes ao final deste capítulo, na subsecção 5.2.3.

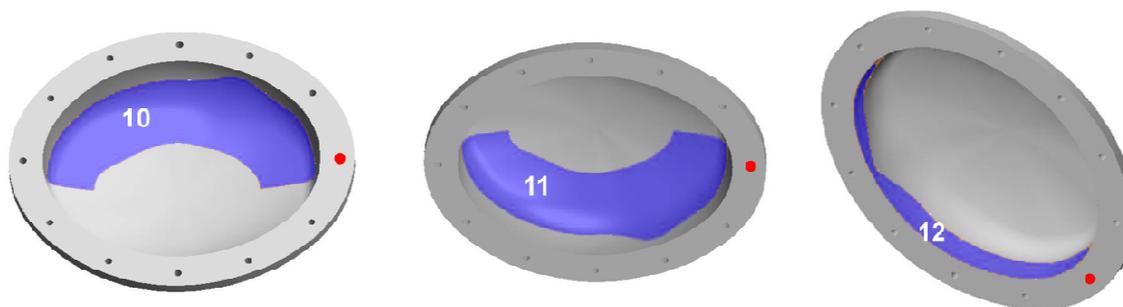
Além da fita de alumínio polido, é necessário aplicar uma camada de pasta térmica nas interfaces entre a carcaça e o SFC, bem como entre o SFC e a fita, com o intuito de reduzir a resistência de contato, evitando medições imprecisas do fluxo de calor. Este é um ponto crítico da instrumentação que será mais bem detalhado na secção 5.2. Uma foto da parede externa do compressor, após a sua instrumentação, é exibida na Figura 5.3.



**Figura 5.3 - Parede externa da carcaça instrumentada com SFC's. A numeração se refere às divisões apresentadas na Figura 5.2.**

Assim como realizado para a parede externa, a parede interna da carcaça também foi também dividida em regiões, conforme ilustrado na Figura 5.4, visando a medição local do fluxo de calor e, conseqüentemente, melhor representação da taxa de transferência de calor rejeitada pelo compressor.





10 – Tampa muffler descarga    11 – Tampa difusor de ar    12 – Tampa base flange

**Figura 5.4 – Parede interna da carcaça do compressor dividida em regiões.**

Como observa-se na Figura 5.4, a área interna da carcaça foi dividida em doze elementos de área. Cada um deles foi representado por um SFC, com exceção da *Lateral difusor de ar* (2) e da *Lateral muffler descarga* (3), as quais foram representadas por dois SFC's em cada uma. O fluxo de calor local nessas duas regiões foi tomado como sendo uma média aritmética entre os valores indicados pelos dois SFC's nelas instalados.

A parede interna da carcaça foi instrumentada em grande parte por SFC's OMEGA. Contudo, algumas regiões de dimensões reduzidas não puderam ser representadas por esse modelo de SFC e tiveram de ser instrumentadas com SFC's menores. Duas delas, *Base flange difusor de ar* (7) e *Base flange muffler descarga* (8), foram instrumentadas com SFC's RdF, que também são dotados de termopar. Em outras duas regiões, *Fundo placa base* (6) e *Tampa base flange* (12), foram instalados SFC's Vatell, que não possuem termopar. Logo, as duas últimas regiões são as únicas onde a medição de fluxo de calor não é acompanhada de medição de temperatura.

Com relação à fixação dos SFC's na parede interna da carcaça, descartou-se a utilização de fitas adesivas, devido ao escoamento de óleo no interior do compressor e aos elevados níveis de temperatura. Para contornar esta dificuldade, empregou-se um adesivo epóxi, fornecido pela OMEGA com o nome Omegabond 101, que não reage com o óleo lubrificante utilizado no compressor e que pode ser submetido a temperaturas elevadas. Além disso, o adesivo possui condutividade térmica semelhante à da pasta térmica ( $k \cong 1 \text{ W}/(\text{m}^{\circ}\text{C})$ ), sendo, portanto, adequada para aplicação na medição do fluxo de calor.

O procedimento de fixação consiste na aplicação de uma fina camada de adesivo entre o SFC e a superfície, seguida de um tempo de cura completa de 24 horas. A única desvantagem da utilização desse adesivo consiste em sua característica de colagem permanente, tornando muito difícil a remoção do SFC sem danificá-lo. A Figura 5.5 mostra fotos da parede interna da carcaça instrumentada com os SFC's.

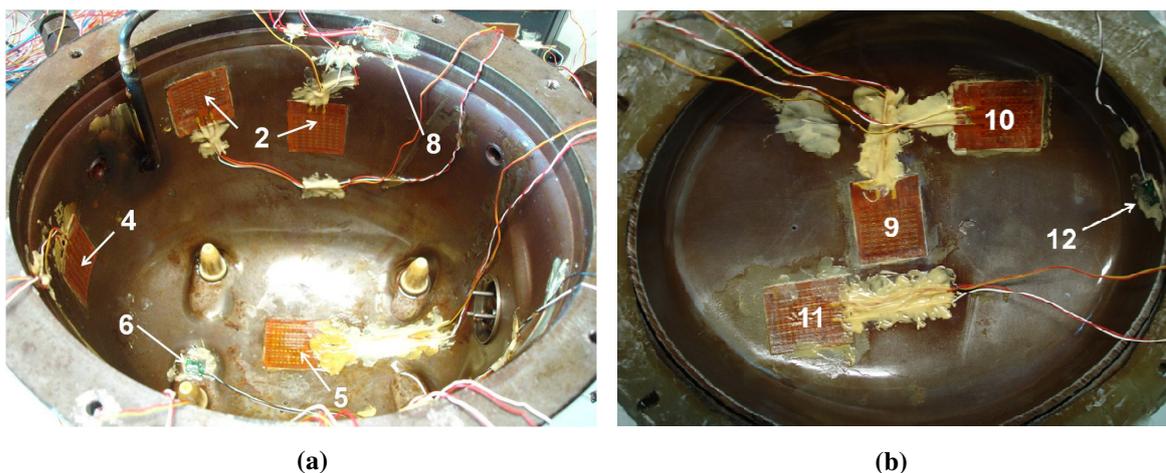


Figura 5.5 – Parede interna da carcaça instrumentada com SFC's. (a) carcaça e (b) tampa.

### 5.1.2 Instrumentação do *kit*

Finalizada a instrumentação da carcaça, o passo seguinte foi a instalação de SFC's e termopares no *kit* do compressor. Além de SFC's OMEGA e Vatell, foram utilizados os SFC's LMPT. Esses sensores funcionam segundo o princípio do gradiente tangencial de temperatura, descrito em detalhes no Capítulo 3, e foram fabricados sob medida para viabilizar a medição em regiões de difícil acesso no *kit*.

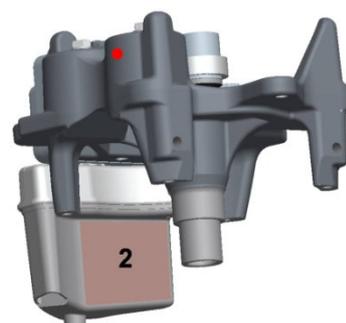
Não foi possível realizar toda a instrumentação de SFC's e termopares em apenas um compressor, devido à grande quantidade de fios dos sensores que teriam de ser acomodados no interior do mesmo. A presença dos fios pode inclusive influenciar significativamente na transferência de calor, como será visto adiante. Por este motivo, a instrumentação foi dividida em dois compressores, aqui denominados Compressor 1 e Compressor 2. As medições nas superfícies interna e externa da carcaça e em alguns componentes do *kit*, como muffler de sucção, tampa da câmara de descarga e estator, foram realizadas no Compressor 1. A Figura 5.6 ilustra as posições onde foram instalados os SFC's no *kit* do Compressor 1. A Figura 5.7 apresenta fotos dos SFC's instrumentados nas regiões identificadas na Figura 5.6.



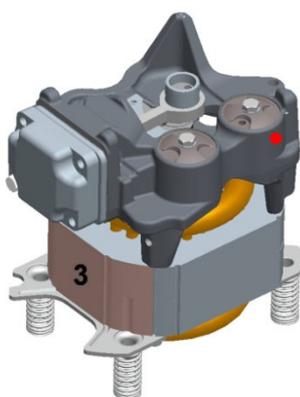
Vista superior do compressor



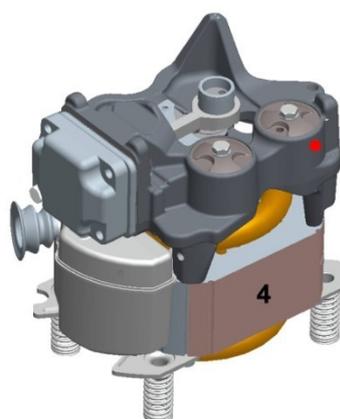
1 – Muffler de sucção frontal



2 – Muffler de sucção traseiro



3 – Estator muffler sucção



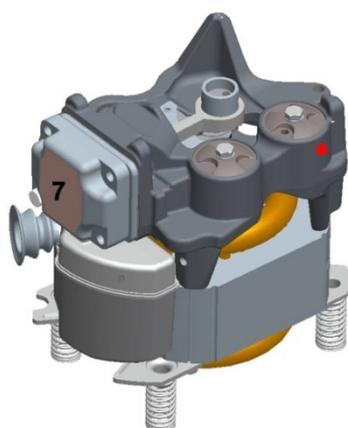
4 – Estator muffler descarga



5 – Estator difusor de ar



6 – Estator tomada elétrica



7 – Tampa da câmara de descarga

Figura 5.6 - Regiões do *kit* do Compressor 1 onde foram instalados os SFC's.

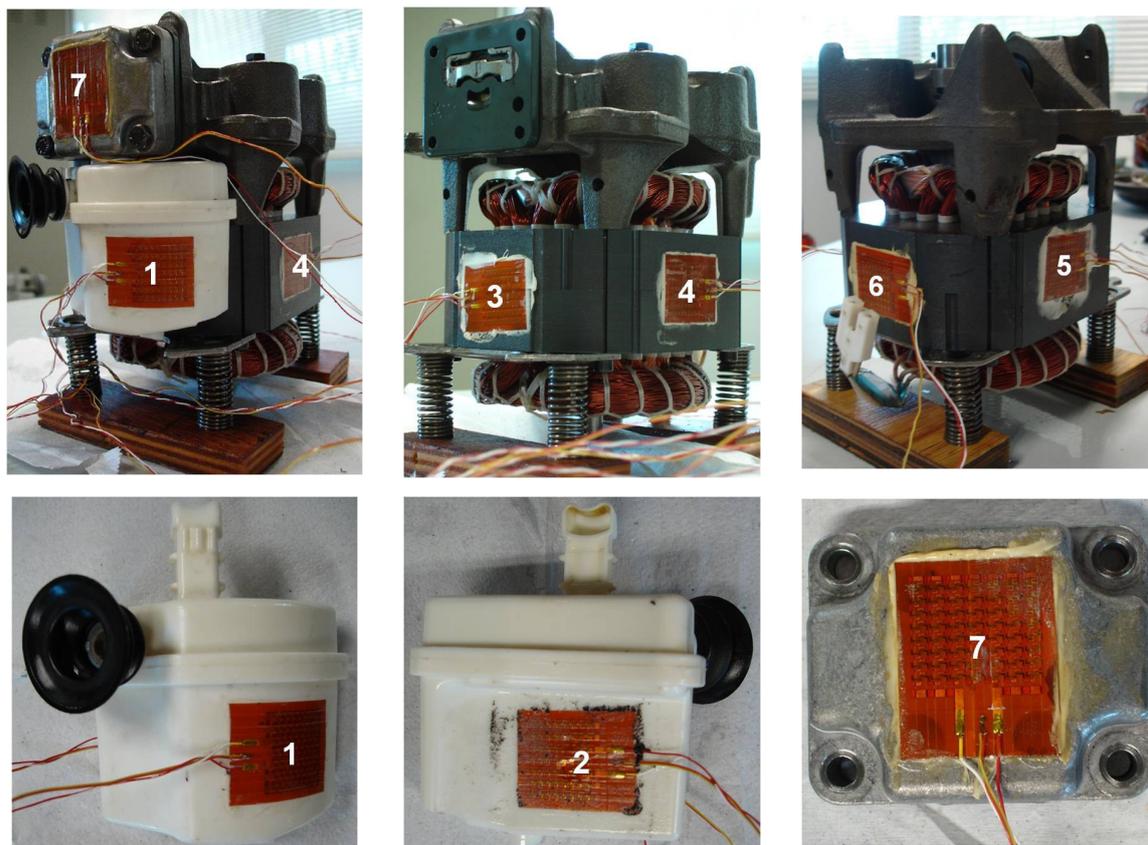


Figura 5.7 – Fotos do *kit* do Compressor 1 instrumentado com SFC's.

Além dos termopares presentes nos SFC's OMEGA, responsáveis pelas medições de temperatura nas superfícies onde os mesmos são fixados, outros termopares foram instalados para medições de temperatura do gás em pontos estratégicos no interior do compressor. Dentre esses pontos estão a entrada e a saída do muffler de sucção, o interior da câmara de descarga e o ambiente interno da carcaça do compressor, ou região ocupada por gás refrigerante e óleo lubrificante situada entre *kit* e parede interna da carcaça. A instrumentação do ambiente interno foi efetuada com quatro termopares, sendo três posicionados no gás refrigerante e um no óleo lubrificante, acumulado no cárter. É interessante salientar que a instrumentação de termopares em gases exige cuidados, dentre eles, a redução do efeito aleta<sup>10</sup>.

Em geral, as medições de temperatura do gás são realizadas com o intuito de utilizá-las para o cálculo de coeficientes de transferência de calor locais, como no caso da temperatura do ambiente interno da carcaça do compressor. Em outras regiões, como na

<sup>10</sup> Efeito promovido pela fiação do termopar, que atua como uma aleta. Para reduzir este efeito, basta desencapar o fio por um comprimento próximo de 20mm, contado a partir da junta de medição, e inserir toda a região desencapada do termopar no ambiente de interesse.

entrada e na saída do muffler de sucção, as medições auxiliam no cálculo da taxa de transferência de calor através das paredes do componente, via balanço de energia.

O cilindro e o muffler de descarga foram o foco da instrumentação no *kit* do Compressor 2. É importante salientar que, no presente trabalho, ao contrário do realizado em Annand & Ma (1970) e Prasad (1992), não foram instrumentados termopares e SFC's no interior do cilindro, mas sim apenas em sua superfície externa. A Figura 5.8 ilustra as regiões do *kit* do Compressor 2 instrumentado. Por outro lado, a Figura 5.9 exibe fotos do *kit* do Compressor 2 instrumentado com SFC's nas posições definidas na Figura 5.8.

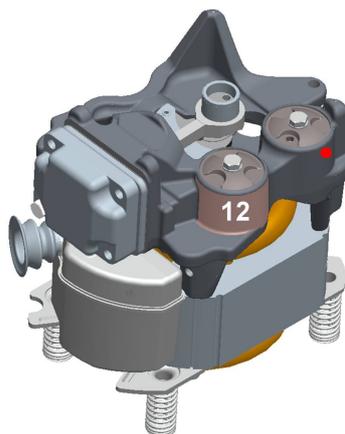
Haja vista que os SFC's LMPT e Vatel não são dotados de termopares incorporados em suas estruturas, houve a necessidade de instrumentar alguns termopares sobre algumas superfícies de interesse, como, por exemplo, as paredes do cilindro e dos volumes Helmholtz. Nesse *kit*, também foram instalados termopares para medição da temperatura do gás no interior dos volumes Helmholtz, destinados a amortecer pulsações de pressão no sistema de descarga do compressor.

Por fim, a exemplo da instrumentação no Compressor 1, quatro termopares foram instalados no ambiente interno (AI) do Compressor 2, três deles responsáveis pela medição da temperatura do gás em diferentes regiões e outro pela medição da temperatura do óleo lubrificante. O posicionamento desses termopares é muito semelhante àquele adotado no Compressor 1. A Figura 5.10 exibe uma foto dos termopares instalados no interior do Compressor 2.

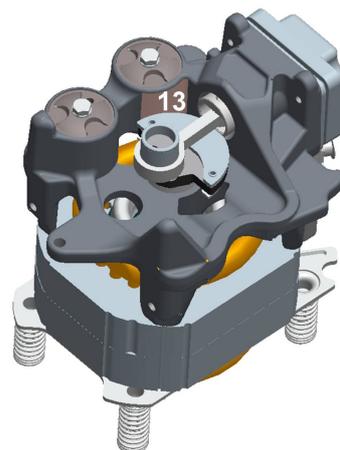




11 – Cilindro traseiro



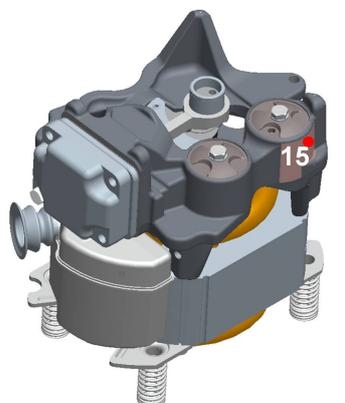
12 – Volume 1 Helmholtz externo direita



13 – Volume 1 Helmholtz externo esquerda



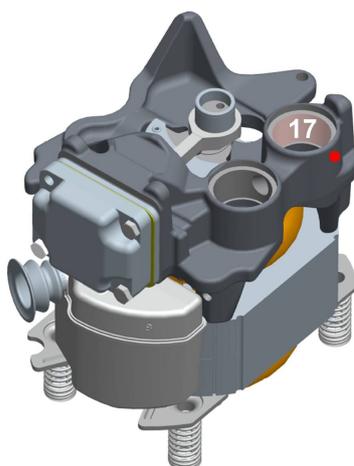
14 – Volume 1 Helmholtz interno esquerda



15 – Volume 2 Helmholtz externo direita



16 – Volume 2 Helmholtz externo esquerda



17 – Volume 2 Helmholtz interno



18 – Bloco

Figura 5.8 – Regiões do *kit* do Compressor 2 onde foram instalados os SFC's.

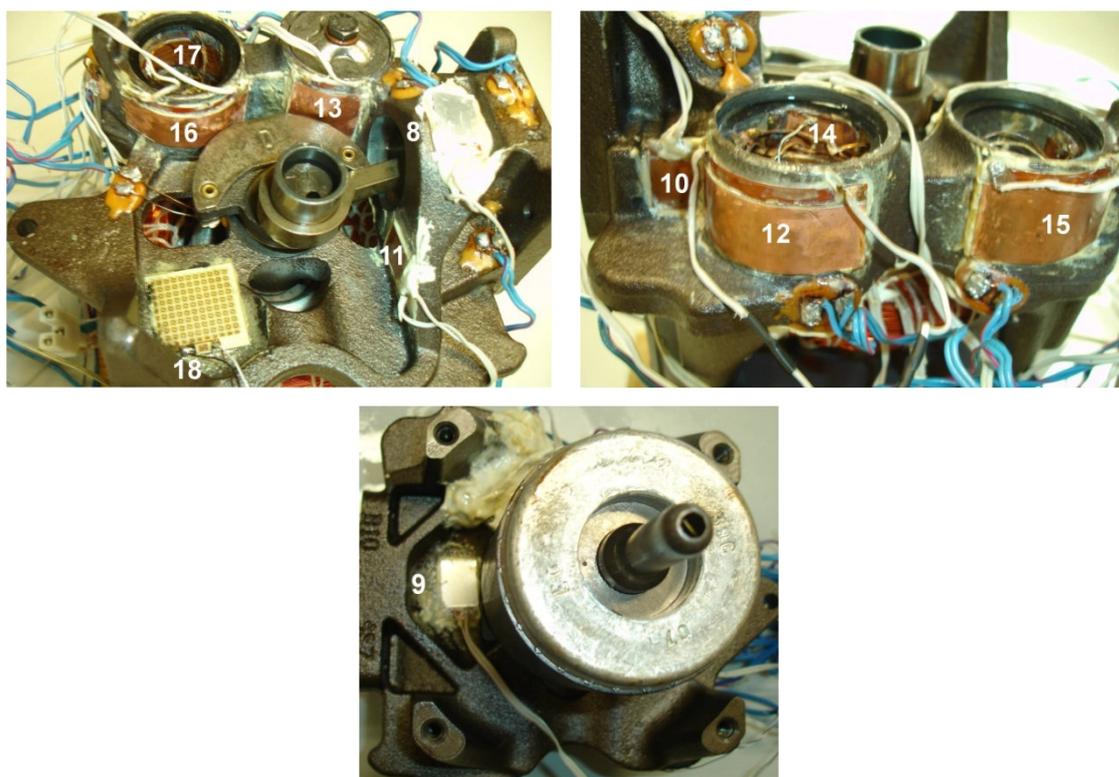


Figura 5.9 - Fotos do kit do Compressor 2 instrumentado com SFC's.



- 1 – AI muffler descarga
- 2 – AI difusor de ar
- 3 – AI muffler sucção
- 4 – AI óleo

Figura 5.10 - Instrumentação com termopares no ambiente interno do Compressor 2.

A fixação de todos os termopares no interior do compressor foi realizada com um adesivo epóxi, denominado comumente “cola estrutural”, o qual é desenvolvido especialmente para exercer esta função. A cola estrutural, fornecida pela EMBRACO, não foi utilizada na fixação dos SFC's, pois requer um processo de cura com temperatura superior a 150°C durante um período mínimo de duas horas. Tal nível de temperatura é agressivo e poderia causar danos irreparáveis aos SFC's.

Após a descrição do procedimento de instrumentação do compressor, é de grande importância salientar os aspectos críticos observados durante esta etapa de instrumentação, conforme descrito a seguir.

### **5.1.3 Pontos críticos da instrumentação**

A instrumentação do compressor é uma atividade que requer um grande cuidado, principalmente na fixação correta dos SFC's e dos termopares junto às superfícies de interesse, bem como no posicionamento dos fios dos sensores no interior do compressor.

Como já mencionado, na fixação de um SFC junto a uma parede, deve-se evitar a presença de uma resistência de contato. No presente trabalho, este efeito foi minimizado com a aplicação de uma camada de pasta térmica entre as superfícies dos SFC's e da parede externa da carcaça. Contudo, no interior do compressor, utiliza-se um adesivo epóxi, o qual, além de atuar como fixador, também reduz a resistência de contato.

Os SFC's OMEGA, em especial, requerem um maior cuidado durante a aplicação da pasta térmica, pois apresentam uma superfície ranhurada, fruto do processo de fabricação. Tais ranhuras, se não preenchidas adequadamente com pasta térmica, terminam por enclausurar um volume de ar. Como o ar é um excelente isolante térmico, a sua presença na interface entre o SFC e a parede induz um desvio das linhas de fluxo de calor que atravessam o SFC, implicando em uma medição errônea, conforme ilustrado na Figura 5.11.

Uma grande dificuldade na medição do fluxo de calor, para a qual deve-se estar atento na fixação dos SFC's, refere-se à descaracterização do fluxo de calor local em função da presença do próprio sensor sobre a superfície. A resistência térmica da condução de calor imposta pelo SFC deveria ser praticamente nula, a fim de não comprometer a medição do fenômeno.

Uma forma de evitar um acréscimo significativo da resistência térmica de condução consiste em minimizar a espessura da camada de pasta térmica (ou de adesivo epóxi). De fato, da mesma forma que a ausência de pasta térmica pode ser prejudicial, através da distorção das linhas de fluxo de calor devido à resistência de contato, a aplicação de uma espessura exagerada pode aumentar a resistência térmica da montagem consideravelmente. Por este motivo, a aplicação da camada de pasta térmica (ou de adesivo epóxi) deve ser realizada com muito cuidado durante a instrumentação. A Figura

5.12 mostra um esquema da associação de resistências térmicas proveniente da instrumentação da parede externa da carcaça do compressor.

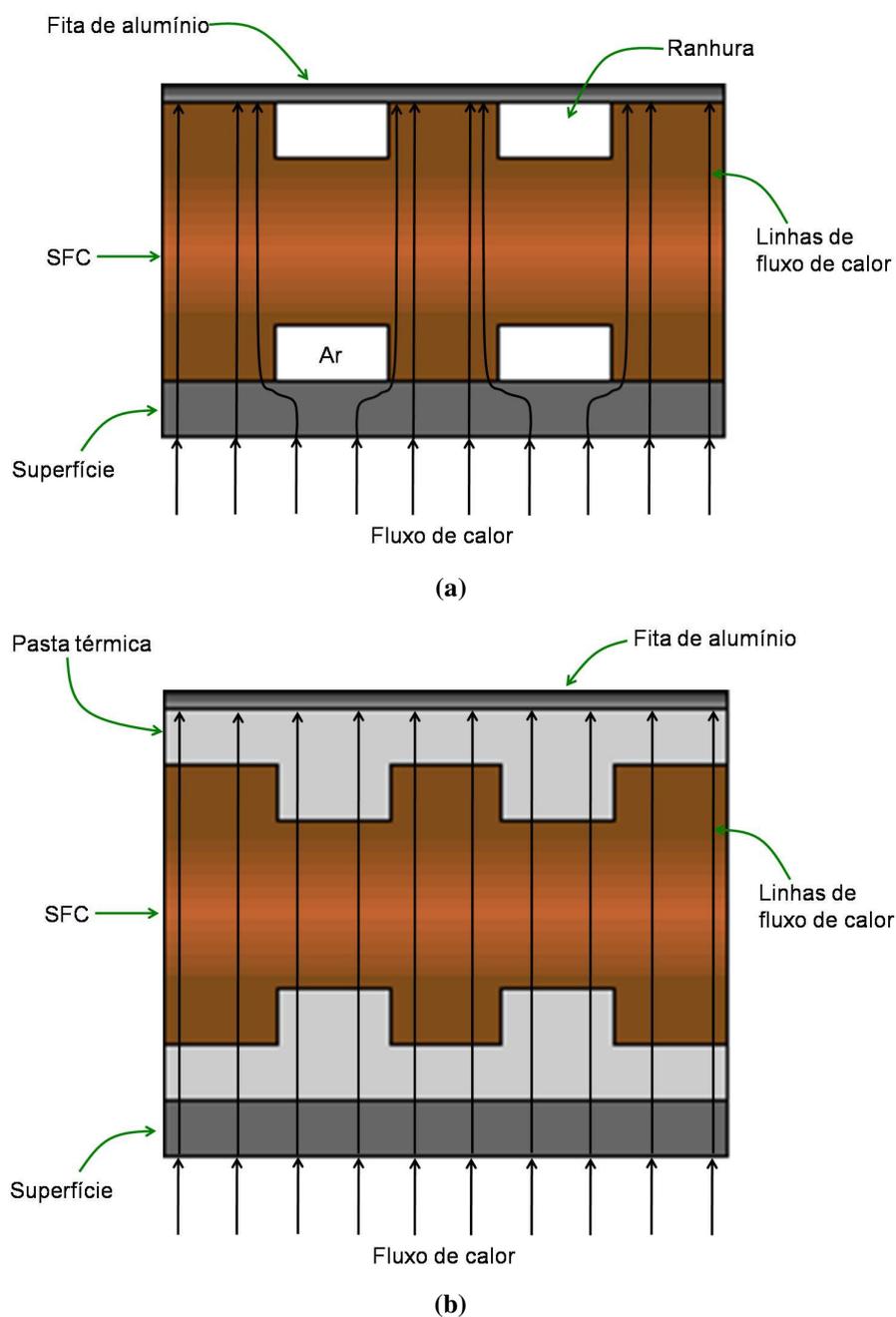
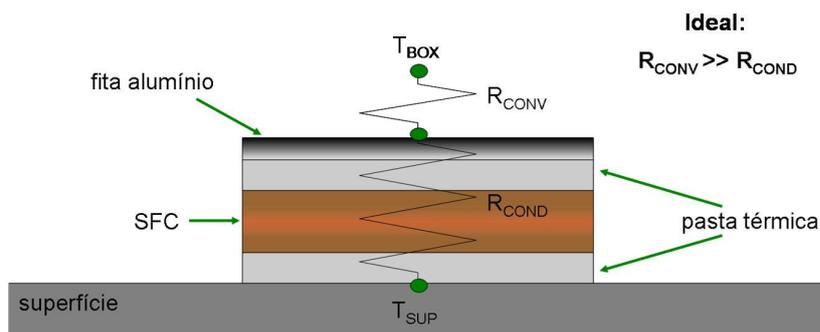


Figura 5.11 - Esquema da montagem do SFC junto à superfície externa da carcaça. (a) Montagem sem utilização de pasta térmica com conseqüente desvio das linhas de fluxo de calor e (b) montagem com pasta térmica.



**Figura 5.12 – Efeito da resistência térmica de condução na medição do fluxo de calor. As temperaturas da superfície e do ambiente externo do compressor são representadas por  $T_{SUP}$  e  $T_{BOX}$ , respectivamente.**

Outra questão referente à presença do SFC ainda deve ser ressaltada, a qual concerne à perturbação causada pelo mesmo em escoamentos, quando instalado em superfícies expostas à convecção natural. Tal mecanismo de troca de calor é muito sensível ao acabamento superficial da região sobre a qual atua, de modo que a presença do SFC pode induzir movimentações turbulentas no escoamento, descaracterizando o fenômeno original.

O terceiro e último fator que também exige muito cuidado durante a instrumentação é o posicionamento dos fios dos SFC's e dos termopares no interior do compressor. No entanto, antes de abordar esse tópico, convém esclarecer a maneira pela qual os fios de instrumentação são conduzidos do interior para o exterior do compressor.

Os compressores utilizados para as atividades de pesquisa apresentam uma alteração na estrutura da carcaça em relação aos compressores comercializados. Enquanto os últimos têm a carcaça fechada hermeticamente através de solda, os compressores para testes são dotados de uma união flangeada, a fim de facilitar o acesso ao lado interno do compressor para fins de instrumentação. A Figura 5.13 mostra as carcaças original e modificada do compressor.

Entre as bordas flangeadas da carcaça e da tampa, são colocadas duas juntas de borracha com o mesmo formato das bordas. À medida que as bordas são aparafusadas no fechamento da carcaça, as juntas de borracha se deformam, conferindo boa vedação ao compressor.

Devido à excelente característica de deformação oferecida pela borracha, a passagem dos fios de instrumentação do interior para o exterior do compressor pode ser realizada entre as duas juntas. Com o intuito de garantir uma vedação ainda melhor, aplica-se uma camada de gel de silicone entre os fios e as juntas. A Figura 5.14 mostra

uma foto do compressor aberto, com destaque para o posicionamento dos fios dos sensores sendo conduzidos do interior para o exterior da carcaça.



(a)



(b)

Figura 5.13 – Carcaça do compressor EGX90HLC (a) comercializado e (b) protótipo.

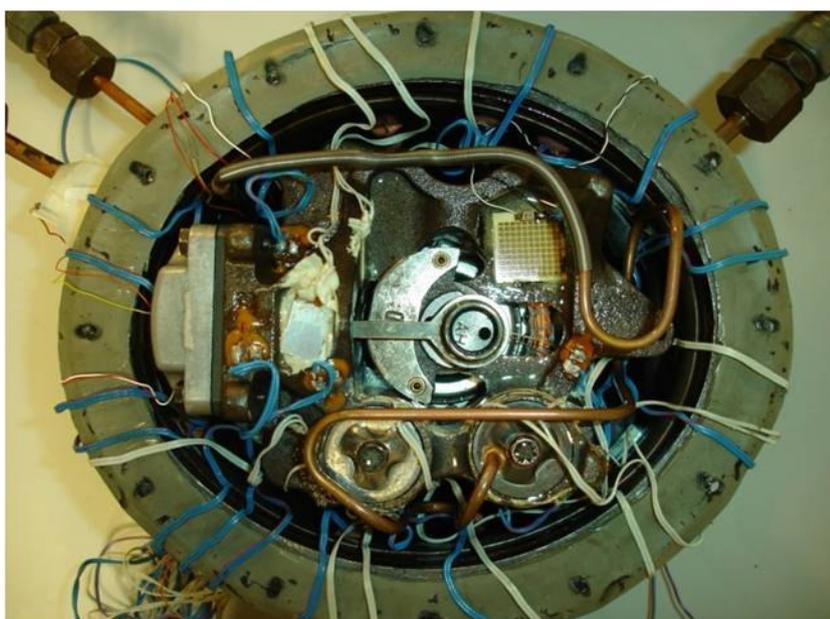


Figura 5.14 – Saída dos fios de instrumentação do compressor.

Como discutido no Capítulo 1, a bomba de óleo do compressor succiona o óleo depositado no cárter e o transporta para a região superior do compressor, lançando-o contra a parede interna da tampa da carcaça. Devido ao impacto do jato contra a superfície da carcaça, uma parte do óleo cai diretamente sobre o *kit* e escoa sobre seus componentes até chegar ao cárter novamente, enquanto que a outra parte forma uma voluta (ou filme de óleo) que escoa ao longo da parede da carcaça, chegando também ao

cárter. O filme de óleo que escoar sobre a parede interna da carcaça afeta muito a distribuição do fluxo de calor na parede, de forma que qualquer alteração local desse escoamento pode modificar a transferência de calor resultante.

Diante do exposto, torna-se de suma importância acomodar da forma mais adequada possível os fios no interior do compressor. Se mal posicionado, um fio pode distorcer o filme de óleo que escoar sobre um determinado SFC, alterando significativamente o fluxo de calor local e descaracterizando a medição que deveria representar uma determinada área. Deve ser ressaltado que este problema pode ocorrer também devido à deformação das duas juntas de borracha utilizadas para vedação do compressor na região da borda flangeada. Caso não se tomem os cuidados necessários, parte da borracha da junta pode ser deslocada para o interior do compressor, em virtude da deformação durante o aparafusamento da carcaça, criando uma espécie de anteparo capaz de desviar o escoamento de óleo. Por este motivo, deve-se confeccionar a junta de borracha com dimensões reduzidas em relação à borda flangeada, evitando assim que sua deformação origine este tipo de anteparo no interior do compressor, como ilustrado na Figura 5.15.

Apresentados os pontos críticos de instrumentação, aborda-se a seguir o procedimento de teste, compreendendo desde a inserção do compressor no interior do BOX da bancada de ciclo quente até o tratamento dos dados de saída dos testes.

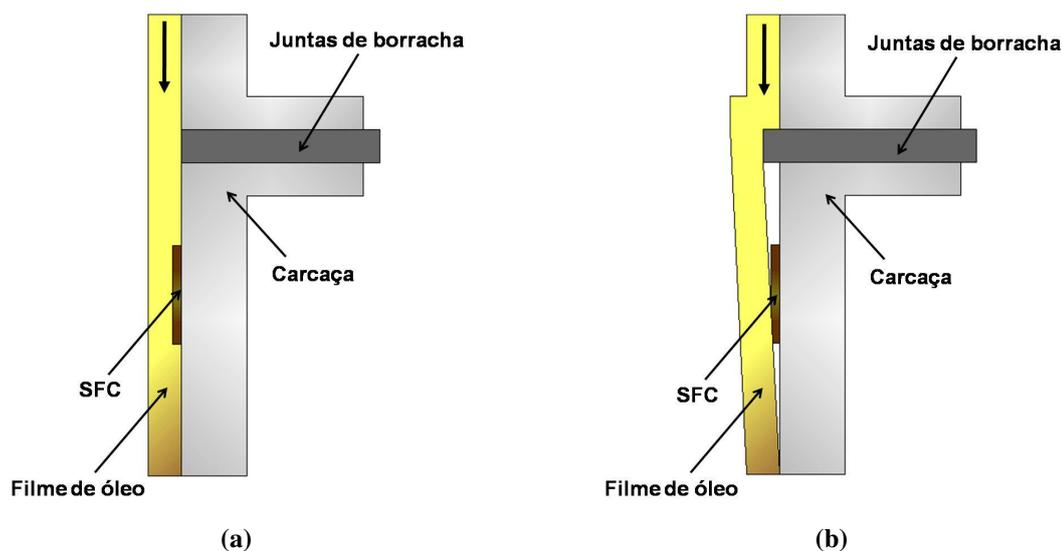


Figura 5.15 – Esquema do filme de óleo escoando sobre a parede interna da carcaça do compressor e SFC. (a) sem deformação da borracha para o interior do compressor e (b) com deformação e conseqüente desvio do filme de óleo.

## 5.2. Procedimento de teste

O procedimento de teste pode ser dividido em três principais etapas: preparação da bancada, execução do teste e tratamento de dados. A primeira delas reúne uma seqüência de ações preliminares que devem ser cumpridas com o intuito de deixar o sistema preparado para a execução do teste. A segunda etapa trata, basicamente, de detalhes da aquisição dos sinais e dos critérios utilizados como referência para caracterizar um teste. Já a terceira, e última etapa, se refere ao pós-processamento dos dados adquiridos, de forma a transformá-los em informações para a análise do compressor.

### **5.2.1 Preparação da bancada**

Depois de instrumentado, o compressor é inserido no BOX da bancada de ciclo quente e conectado a esta através de seus passadores de sucção, descarga e processo. Logo após, o ar presente no interior do sistema é retirado através de uma bomba de vácuo. O nível de vácuo considerado satisfatório e utilizado como critério de referência situa-se na faixa de 0,06 a 0,08 milibar. A bomba é conectada ao circuito pelo mesmo ponto onde é realizada a injeção de carga de fluido refrigerante.

O fluido refrigerante R134a utilizado no compressor foi adquirido de uma empresa especializada, confinado em um cilindro. Este cilindro atua como um vaso de pressão e é conectado ao circuito, sendo que a carga de fluido refrigerante ocorre devido à diferença entre a pressão do cilindro e a pressão de vácuo gerada no circuito. A quantidade de carga injetada é um parâmetro que apresenta certa flexibilidade, pelo fato de que a bancada apresenta duas características que atuam em conjunto sobre o circuito: a primeira corresponde à presença de três níveis de pressão e a segunda diz respeito ao uso de dispositivos de expansão do tipo válvula, controlados por um servomotor de passo, invés de um tubo capilar. Conforme detalhado na seção 4.1, a pressão intermediária de um sistema com três níveis de pressão atua como “um pulmão”. No entanto, para que este efeito seja alcançado, os dispositivos de expansão devem ser válvulas que permitam o ajuste das pressões durante o teste. Assim, é possível atingir a condição de operação desejada com uma menor dependência da exata quantidade de carga de fluido refrigerante. Obviamente, se a quantidade de carga injetada no sistema for muito diferente de um valor de referência, mesmo com os recursos apresentados acima, torna-se impossível atingir a condição de operação.

Com base na experiência, a carga de refrigerante é aplicada ao sistema até que a pressão no interior deste atinja cerca de 4 bar. A carga injetada para a obtenção desse nível de pressão satisfaz duas das três condições de operação testadas no presente trabalho (-23,3°C/40,5°C e -23,3°C/54,4°C). Porém, a terceira condição (-10,0°C/90,0°C) exigiu uma maior carga, pois os níveis de pressão são bem superiores (aproximadamente 2 bar na sucção e 32 bar na descarga). Deve ser mencionado que o procedimento aqui descrito para a carga de fluido refrigerante é padrão na EMBRACO e vem sendo aplicado com sucesso em testes de compressores no POLO.

Uma vez que a carga de fluido refrigerante foi injetada, o sistema está pronto para ser testado. Contudo, antes de acionar o compressor, verifica-se se a fonte de tensão está devidamente ligada e nela são ajustadas a tensão e a frequência de alimentação do mesmo, de acordo com as especificações citadas anteriormente (110V, 60Hz).

O computador da bancada de ciclo quente é então ligado e o programa de aquisição dos sinais é acessado. Antes de executar um teste em uma determinada condição de operação pela primeira vez, é necessário informar ao programa de aquisição da bancada de ciclo quente os valores de *set-point* e as tolerâncias de trabalho dos parâmetros a serem controlados, definindo assim a condição de operação. Os parâmetros envolvidos, já apresentados no Capítulo 4, e as tolerâncias empregadas para os seus ajustes são as seguintes:

- Pressões de sucção e descarga:  $\pm 1\%$ ;
- Temperatura na sucção do compressor:  $\pm 1^\circ\text{C}$ ;
- Temperatura do ar no interior do BOX:  $\pm 1^\circ\text{C}$ ;
- Temperatura a montante da válvula de expansão da descarga, VED:  $\pm 5^\circ\text{C}$ ;
- Temperatura a montante do medidor de fluxo de massa, MFM:  $\pm 5^\circ\text{C}$ ;

No caso da pressão, os valores absolutos das tolerâncias dependem da faixa de operação. Durante o teste, se os parâmetros controlados não estiverem apontando exatamente o valor de *set-point*, mas sim um outro valor qualquer dentro da tolerância de trabalho, o teste é dito em condição de operação. Por outro lado, qualquer parâmetro com um valor fora da faixa de tolerância é considerado como inadequado para o teste.

Com base na definição de condição de operação, apresentada no início do Capítulo 4, observa-se que as temperaturas a montante da VED e do MFM não são

parâmetros que a definem e, por isto, não requerem um controle rigoroso. Por outro lado, este não é o caso das demais variáveis (pressões de sucção e de descarga, temperaturas na sucção do compressor e do BOX) e, assim, as mesmas necessitam de um nível de controle mais refinado. Desta forma, adotam-se faixas de tolerância mais estreitas para tais variáveis, conforme procedimento utilizado pela EMBRACO nos testes em bancadas de ciclo quente, garantindo a acurácia dos resultados. A Figura 5.16 apresenta o painel do programa de aquisição de dados, no qual são informados os valores de *set-point* e as tolerâncias de trabalho dos parâmetros de interesse.

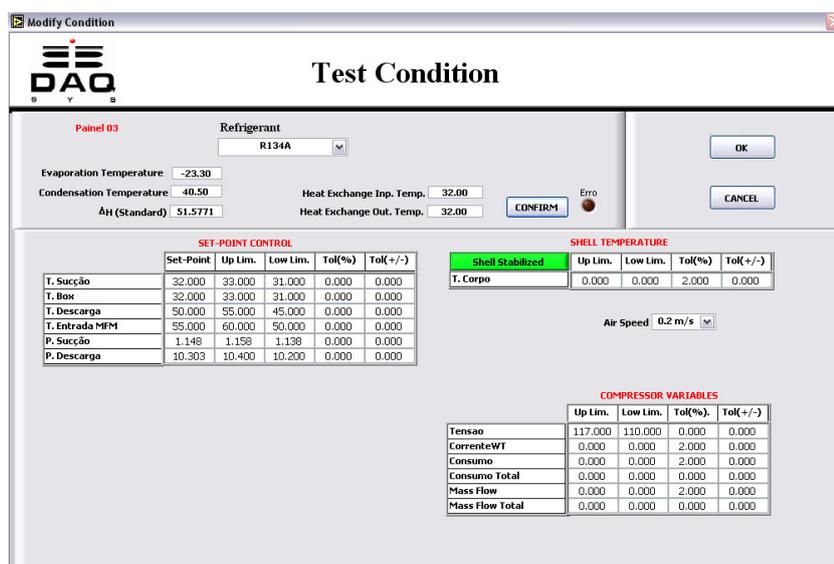


Figura 5.16 – Painel do programa de aquisição de dados da bancada de ciclo quente onde é estabelecida a condição de operação.

De acordo com a Figura 5.16, observa-se que além de especificar o valor de *set-point* e tolerância de trabalho para os parâmetros controlados, arbitra-se também uma faixa de tolerância para os seguintes parâmetros também monitorados:

- Fluxo de massa:  $\pm 2\%$ ;
- Tensão de alimentação do compressor:  $\pm 2V$ ;
- Corrente elétrica de alimentação;  $\pm 2\%$ ;
- Consumo energético:  $\pm 2\%$ ;
- Temperatura da parede do BOX<sup>11</sup>:  $\pm 2\%$ .

<sup>11</sup> Na Figura 5.16 este parâmetro aparece referenciado como *Shell Temperature* (Temperatura de corpo), pois a termoresistência PT100PBOX, responsável pela medição dessa temperatura, é geralmente

Além dos parâmetros já citados, dois outros são calculados a partir dos demais e impressos no arquivo de saída de dados: capacidade de refrigeração e coeficiente de performance.

A capacidade de refrigeração é calculada através da equação (1.2), mas como a bancada de ciclo quente não é de fato um sistema de refrigeração completo, as entalpias específicas referenciadas para a entrada e a saída do evaporador são avaliadas conforme norma estabelecida para teste de compressores:

- $h_{EE}$ : entalpia avaliada na pressão de descarga e temperatura de sucção do compressor.
- $h_{SE}$ : entalpia avaliada na pressão de sucção e temperatura de sucção do compressor.

Sendo assim, ao definir a condição de operação no painel do programa de aquisição (Figura 5.16), é necessário informar as temperaturas onde são avaliadas as entalpias específicas referentes à entrada e à saída do evaporador (*Heat Exchange Input Temperature* e *Heat Exchange Output Temperature*, respectivamente), consideradas como iguais à temperatura na sucção do compressor. Esta temperatura, bem como a temperatura do ar no interior do BOX, é controlada para se manter em 32°C nas três condições de operação testadas. A partir do momento em que são informadas as temperaturas de evaporação, condensação e da sucção do compressor, o programa calcula a variação de entalpia específica no evaporador. Assim, variações na capacidade de refrigeração,  $\dot{Q}_E$ , durante o teste são diretamente proporcionais a variações do fluxo de massa fornecido pelo compressor e medido pelo MFM. O coeficiente de performance, *COP*, também é calculado durante a aquisição dos dados, mediante valores de potência consumida,  $\dot{W}_C$ , e de capacidade de refrigeração,  $\dot{Q}_E$ , de acordo com a equação (1.1).

A definição das condições de operação no programa de aquisição de sinais da bancada de ciclo quente marca o fim da etapa de preparação da bancada. Em seguida, passa-se à etapa de execução do teste.

---

posicionada sobre a carcaça do compressor. No entanto, nas medições do presente trabalho, esse sensor foi posicionado junto à parede interna do BOX, uma vez que essa temperatura é de extrema importância no cálculo de transferência de calor por radiação.

### **5.2.2 Execução de testes**

Caracteriza-se o início de um teste pelo início das leituras de dados realizadas pelos sistemas de aquisição, tanto da bancada de ciclo quente, responsável pela aquisição das pressões, fluxo de massa e consumo energético, dentre outros parâmetros, quanto do compressor, o qual adquire sinais de temperatura e de fluxo de calor em diversas regiões do compressor. Simultaneamente ao início das aquisições, o compressor é acionado.

O programa de aquisição de sinais da bancada de ciclo quente realiza duas aquisições por segundo, e a cada dez segundos faz uma verificação de erros no teste. Por exemplo, se o valor de algum parâmetro estiver fora da faixa de tolerância durante a aquisição, assume-se que existe um erro no teste, mas não sendo suficiente para descartá-lo. O descarte somente acontece, com a aquisição sendo automaticamente reiniciada, se forem registrados cinco erros consecutivos. Além disto, se em um dado momento do teste o número de erros registrados for inferior a cinco e não for observado nenhum outro erro dentro de um intervalo de dez segundos, correspondente a duas verificações, diminui-se um erro do total de erros registrados até aquele momento. Para ilustrar este procedimento, considera-se que até em um determinado estágio do teste tenham sido registrados três erros, e que a partir de então os valores de todos os parâmetros se situem dentro da faixa de tolerância. Nesta condição, ao ser realizada a verificação de erro, os três erros são mantidos. Contudo, após dez segundos procede-se uma nova verificação e, caso não tenha ocorrido nenhum novo erro ao longo do intervalo, um erro é descontado dos três anteriormente registrados, reduzindo para dois o número de erros. Persistindo a ausência de erros em um novo intervalo de dez segundos, mais um erro é descontado e assim por diante, até que a contagem de erros seja zerada, ou até que o tempo de aquisição atinja quarenta e cinco minutos sem o registro de cinco erros, o que caracteriza o fim da aquisição dos sinais da bancada de ciclo quente para um determinado teste.

Ao final do teste, o programa de aquisição grava dois arquivos de saída de dados, um contendo os valores dos parâmetros registrados ao longo de um intervalo de quarenta e cinco minutos e outro contendo os valores médios dos mesmos no mesmo intervalo de tempo. Os dados de valores médios, tais como fluxo de massa, consumo de energia e pressões de sucção e de descarga, são utilizados para o cálculo do balanço de energia aplicado ao compressor. Como comentado na subsecção 5.1.1, a aplicação desse balanço tem o objetivo de calcular a taxa de transferência de calor através da carcaça, permitindo

estabelecer um valor de referência para comparação com o valor medido com o emprego dos SFC's. O intervalo de 45 minutos utilizado para a coleta dos dados segue também o procedimento empregado nos testes de bancada de ciclo quente na EMBRACO.

Como mencionado no Capítulo 4, o programa de aquisição de dados da bancada de ciclo quente foi elaborado pela empresa DAQSYS, enquanto que o programa de aquisição do compressor foi desenvolvido no presente trabalho. Os sinais dos diversos sensores instalados no compressor são adquiridos a uma taxa de um ponto por segundo (1pps). No entanto, durante o regime transiente, ao longo do qual a operação vai gradativamente se estabilizando, os sinais não são armazenados. Isto somente ocorre depois que o compressor atinge a sua estabilidade térmica, ou regime cíclico permanente, definido como a condição em que nenhum componente tenha uma variação de temperatura superior a 1°C ao longo de uma hora. A partir do momento em que é evidenciada a condição de estabilidade térmica, inicia-se o processo de armazenamento dos dados do compressor, por um período de quinze minutos, resultados em novecentos pontos de medição.

O regime permanente é também monitorado para as condições de pressão, de fluxo de massa, de consumo de energia e de todos os demais parâmetros monitorados na bancada de ciclo quente, observando-se se suas variações se mantêm dentro da faixa de tolerância permitida.

Assim, para um teste em uma determinada condição de operação, os dados somente serão registrados se ambas as condições de regime estacionário forem atendidas, ou seja, perfil térmico e condições de operação do compressor estabilizados.

Como já mencionado, foram empregadas três condições de operação para testes do compressor: (-23,3°C/40,5°C), (-23,3°C/54,4°C) e (-10,0°C/90,0°C). Os níveis de temperatura no compressor estão intimamente ligados às temperaturas de evaporação e de condensação, sobretudo à temperatura de condensação. De fato, quanto maior for a temperatura de condensação, maiores serão os níveis de temperatura nos diversos componentes do compressor. O campo de temperatura do compressor é também comumente denominado perfil térmico. Para reduzir o transiente térmico do compressor, os testes foram realizados em seqüência e sem desligamento do mesmo, com a condição de operação de menor temperatura de condensação (-23,3°C/40,5°C) sendo a primeira testada e a condição (-10,0°C/90,0°C) sendo a última. Dessa maneira, foi possível obter todos os resultados da forma mais rápida, aproveitando-se a condição térmica de um teste como condição inicial de outro.

Em termos de tempo necessário para a realização dos testes, a primeira condição de operação (-23,3°C/40,5°C) é iniciada com o compressor “frio” e, deste modo, leva em torno de 3 a 3,5h para atingir o regime permanente. No caso das condições (-23,3°C/54,4°C) e (-10,0°C/90,0°C) este tempo é de aproximadamente 2h para cada um, uma vez que inicia-se com o compressor na condição de operação anterior. Fazendo desta forma, a realização de um ciclo completo de testes, englobando as três condições de operação, tem a duração de 7 a 7,5h.

Após a realização dos testes, inicia-se a etapa de pós-processamento dos dados, seguindo o procedimento descrito a seguir.

### **5.2.3 Tratamento de dados**

Cada teste finalizado para uma determinada condição de operação fornece três arquivos de saída de dados. Dois deles são provenientes das aquisições de parâmetros da bancada de ciclo quente e o terceiro associado a aquisições de sinais de temperatura e de fluxo de calor no compressor. Dos dois primeiros, são extraídas médias dos valores dos parâmetros indicados na secção 5.2.1., adquiridos durante quarenta e cinco minutos de teste. Isso corresponde a uma média de 5400 pontos, considerando a taxa de aquisição de 2pps adotada neste caso. Dentre os parâmetros registrados nesse arquivo, alguns são empregados no cálculo do balanço de energia aplicado ao compressor, conforme a ser detalhado no Capítulo 6. Do segundo, obtém-se valores médios de temperatura e de fluxo de calor medidos em diversas posições do compressor. O valor médio de cada variável, seja de temperatura ou de fluxo de calor, é extraído de 900 pontos, uma vez que os dados são adquiridos durante quinze minutos a uma taxa de 1pps.

Após a determinação dos valores médios, são necessárias correções em algumas medições como, por exemplo, nas leituras fornecidas pelos SFC's. De acordo com o que foi apresentado no Capítulo 3, a sensibilidade dos SFC's fabricados pelas empresas OMEGA, RdF e Vatell varia com a temperatura e necessita de uma correção, caso as medições sejam realizadas em temperaturas diferentes daquela na qual o mesmo foi calibrado. A curva que descreve a correção necessária é fornecida pelos fabricantes e foi empregada na etapa de pós-processamento. Alguns SFC's, instalados nas regiões que apresentam os maiores níveis de temperatura no compressor, apontaram mudança de até 6% no valor da sensibilidade fornecido pelo fabricante, o qual foi obtido em um procedimento de calibração sob uma temperatura bem menor.

Além da correção mencionada acima, é necessário efetuar uma correção nas medições de fluxo de calor realizadas pelos SFC's instalados na parede externa da carcaça, em virtude da diferença entre as emissividades da superfície da carcaça e da fita de alumínio que reveste os sensores. É de extrema importância que tal correção seja feita, pois a diferença entre as temperaturas da carcaça e da vizinhança, representada pela parede interna do BOX, são significativas. Isto faz com que a parcela de troca de calor por radiação se situe acima de 30% do total de calor trocado, como será visto no Capítulo 6.

Com base nas duas correções supracitadas, a correção na leitura do valor da troca de calor é realizada através do emprego da seguinte expressão:

$$q''_i = q''_{SFC,i} - q''_{RAD\_SFC,i} + q''_{RAD,i} \quad (5.2)$$

onde  $q''_i$  é o fluxo de calor corrigido sobre uma determinada região  $i$  da parede externa da carcaça,  $q''_{SFC,i}$  é o fluxo de calor indicado pelo SFC após a correção em relação à temperatura, e  $q''_{RAD\_SFC,i}$  e  $q''_{RAD,i}$  são as parcelas radiativas de fluxo de calor do SFC e da parede externa da carcaça.

Assumindo que a parede externa da carcaça e a fita de alumínio que reveste o SFC possam ser tratadas como corpos cinza<sup>12</sup>, o fluxo de calor por radiação em tais superfícies pode ser estimado através de:

$$q''_{RAD} = \sigma \varepsilon (T_{SUP}^4 - T_{VIZ}^4) \quad (5.3)$$

onde  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann,  $\varepsilon$  é a emissividade superficial,  $T_{SUP}$  é a temperatura da superfície e  $T_{VIZ}$  é a temperatura da parede interna do BOX, medida pela termoresistência PT100PBOX. O valor de  $\varepsilon$  foi estimado com base em medições de temperatura através da técnica de termografia infravermelha. Tal técnica consiste na captação de radiação infravermelha através de uma câmera infravermelha e sua transformação em um campo de temperatura da superfície em análise. O campo de temperatura é visualizado em um termovisor, ou *display*. Porém, para uma interpretação correta do campo de temperatura, deve-se fornecer o valor representativo da emissividade

---

<sup>12</sup> Corpo cinza é a denominação dada ao corpo cuja emissividade e absorvidade são independentes do comprimento de onda e da direção, sendo unicamente função da temperatura. A radiação emitida por um corpo cinza é considerada difusa.

térmica da superfície. Como a emissividade é a variável a ser determinada nessa medição, instrumenta-se um termopar na superfície em análise e ajusta-se o valor da emissividade térmica da superfície de tal forma que a temperatura fornecida pela câmera seja a mais próxima possível do valor lido pelo termopar.

Como a emissividade térmica de uma superfície varia com sua temperatura, foram realizadas medições a 50°C e a 80°C, obtendo-se valores para a emissividade térmica iguais a 0,88 e 0,74, respectivamente. O campo de temperatura da parede externa da carcaça do compressor, nas condições de operação (-23,3°C/40,5°C) e (-23,3°C/54,4°C), se encontra dentro da faixa de temperaturas utilizada para estimativa da emissividade térmica (50°C – 80°C). Assim, para essas duas condições de operação, os valores de emissividade térmica da superfície foram calculados através de interpolações lineares baseadas nos dois valores obtidos via termografia infravermelha. Por outro lado, a condição de operação (-10,0°C/90,0°C) apresenta regiões da carcaça que atingem níveis de temperatura de até 95°C, de forma que neste caso foi realizada uma extrapolação linear para caracterizar a emissividade. Deve ser mencionado que a emissividade térmica da fita de alumínio polido foi considerada como sendo igual a 0,2 em todas as situações.

Finalmente, substituindo a equação (5.3) na equação (5.2) e rearranjando os termos, obtém-se:

$$q''_i = q''_{SFC,i} + \sigma(\epsilon_{CARC} - \epsilon_{FA})(T_{SUP}^4 - T_{VIZ}^4) \quad (5.4)$$

onde  $\epsilon_{CARC}$  e  $\epsilon_{FA}$  representam as emissividades térmicas da parede externa da carcaça e da fita de alumínio que reveste o SFC, respectivamente.

Uma vez realizada a correção em relação à radiação, todos os dados obtidos experimentalmente estão prontos para serem manipulados. O valor de  $q''_i$ , obtido da equação (5.4), é inserido na equação (5.1) para o cálculo da taxa de transferência de calor na parede externa da carcaça.

Analogamente, as medições de fluxo de calor na parede interna da carcaça são corrigidas em função da temperatura. Em alguns componentes, a presença do escoamento de óleo torna a contribuição da radiação muito pequena. No entanto, em outros componentes o papel da radiação poder ser significativo. Porém, devido à complexidade geométrica do compressor e a dificuldade de caracterizar as emissividades das superfícies

envolvidas, não foi possível proceder uma correção no fluxo de calor indicado pelo SFC, da forma como realizada para a superfície externa.

Além do balanço de energia na carcaça, análises de diferentes aspectos foram efetuadas com base nas medições de fluxo de calor e temperatura no compressor, podendo ser destacados:

- Transferência de calor em componentes do compressor, sob diferentes condições de operação;
- Análise de coeficientes de transferência de calor locais entre componentes do compressor e o fluido refrigerante, sob diferentes condições de operação;
- Análise do efeito do óleo na transferência de calor na carcaça do compressor;
- Análise da transferência de calor durante o transiente térmico do compressor na condição  $-23,3^{\circ}\text{C}/40,5^{\circ}\text{C}$ .

No próximo capítulo, os resultados e as análises dessas investigações são apresentados.

### 6.1. Introdução

O presente capítulo tem como objetivo apresentar e discutir os resultados das medições de temperatura e de fluxo de calor em um compressor hermético alternativo, fabricado pela EMBRACO. Com o intuito de melhor organizar as informações a serem apresentadas, decidiu-se dividir o capítulo em seções.

Primeiramente, na seção 6.2, são abordadas as técnicas utilizadas para verificação dos dados experimentais, tal como o balanço de energia no compressor, a partir de medições do consumo de energia elétrica e das entalpias nos passadores de sucção e de descarga. Outra metodologia adotada para a verificação dos resultados foi a solução numérica do campo de temperatura da carcaça do compressor, através de um código de simulação comercial, a partir de condições de contorno extraídas das medições.

A seção 6.3 apresenta uma discussão dos resultados de fluxo de calor e de temperatura em diversos componentes do compressor, sob a condição de operação de referência (-23,3°C/40,5°C). Na sequência, a seção 6.4 compara os resultados da condição de referência com aqueles obtidos para uma condição crítica de operação, (-10,0°C/90,0°C), freqüentemente testada em análises de confiabilidade do compressor.

A seção 6.5 apresenta um estudo específico do efeito do óleo na transferência de calor, através da montagem de um anteparo no interior do compressor para o desvio do escoamento de óleo. Na seção 6.6, são apresentados resultados acerca do perfil térmico transiente do compressor, e algumas análises são feitas em relação à interação térmica entre os componentes. Finalmente, a seção 6.7 é designada para uma síntese das conclusões alcançadas nas diferentes análises.

## 6.2. Verificação dos dados experimentais

### 6.2.1 Balanço de energia na carcaça

Uma das técnicas empregadas para a verificação dos dados experimentais consiste na aplicação de um balanço de energia na carcaça do compressor. Esta metodologia permite calcular a taxa de transferência de calor dissipada pelo compressor a partir de medições da potência consumida e das entalpias nos passadores de sucção e de descarga. Um esquema ilustrativo desse balanço de energia é mostrado na Figura 6.1.

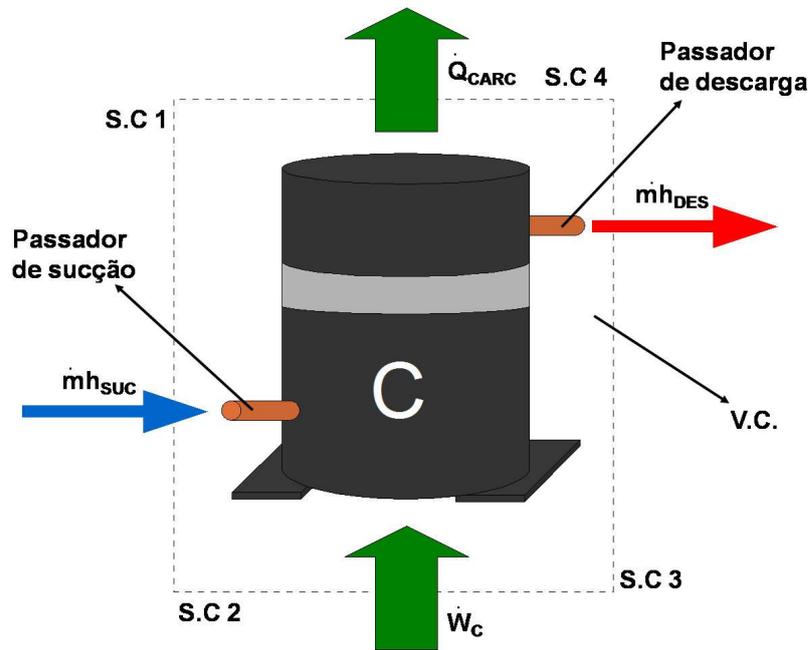


Figura 6.1 – Balanço de energia no compressor.

A formulação integral da equação da conservação da energia aplicada ao volume de controle (V.C.) da Figura 6.1 pode ser escrita como:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V.C} \rho e dV + \int_{S.C} \rho \left( e + \frac{p}{\rho} \right) \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{Q}_{CARC} - \dot{W}_C \quad (6.1)$$

onde  $t$  é tempo,  $\rho$  e  $e$  são a densidade e a energia total específica do fluido refrigerante, respectivamente,  $p$  é a pressão,  $V$  é a velocidade do escoamento,  $\dot{Q}_{CARC}$  é a taxa de transferência de calor que atravessa o volume de controle e  $\dot{W}_C$  é a potência consumida

pelo compressor. O primeiro termo do lado esquerdo da equação representa a variação de energia no interior do volume de controle (VC) ao longo do tempo, enquanto o segundo é o balanço líquido de energia que atravessa as superfícies de controle (SC) do volume.

A energia total específica, por sua vez, pode ser escrita como a soma de energias específicas de diferentes naturezas:

$$e = u + gz + \frac{V^2}{2} \quad (6.2)$$

onde  $u$  é a energia interna,  $gz$  é a energia potencial gravitacional e  $V^2/2$  é a energia cinética. Desprezando os termos de energia cinética e potencial, pode-se escrever a energia total específica como sendo igual à energia interna do fluido refrigerante, ou seja,  $e = u$ .

A entalpia específica é definida através da seguinte expressão:

$$h = u + \frac{p}{\rho} \quad (6.3)$$

Assim, substituindo a equação (6.3) no segundo termo do lado esquerdo da equação (6.1):

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V.C} \rho u dV + \int_{S.C} h \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{Q}_{CARC} - \dot{W}_C \quad (6.4)$$

Partindo do princípio que a análise é realizada em regime permanente, e assumindo que as propriedades são uniformes nas seções transversais do escoamento sobre as superfícies de controle, obtém-se:

$$\rho_1 V_1 A_1 h_1 - \rho_3 V_3 A_3 h_3 = \dot{Q}_{CARC} - \dot{W}_C \quad (6.5)$$

Da definição de vazão mássica,

$$\dot{m} = \rho VA \quad (6.6)$$

e com a substituição do subíndice 1 por SUC, referente ao passador de sucção, e do subíndice 3 por DES, referente ao passador de descarga, chega-se finalmente à equação simplificada do balanço de energia aplicado ao compressor, a qual fornece uma forma de avaliar o calor,  $\dot{Q}_{CARC}$ , que atravessa a fronteira do volume de controle:

$$\dot{Q}_{CARC} = \dot{m}(h_{SUC} - h_{DES}) + \dot{W}_C \quad (6.7)$$

A entalpia específica,  $h$ , é uma propriedade termodinâmica que pode ser determinada a partir das medições da pressão e da temperatura, considerando uma substância pura e monofásica. Os transmissores de pressão, apresentados no Capítulo 4, efetuam as medições de pressão na sucção e na descarga, enquanto que as medições de temperatura são realizadas por termopares nos passadores de sucção e de descarga do compressor, em posições muito próximas à carcaça. A vazão mássica, requerida em (6.7), é medida com um transdutor de fluxo de massa do tipo Coriolis, enquanto que a potência consumida,  $\dot{W}_C$ , é determinada com o uso de um wattímetro. De fato, a taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_{CARC}$  na equação (6.9) representa o calor que atravessa a carcaça do compressor, sendo o valor referência adotado para comparação com o valor obtido com os sensores de fluxo de calor (SFC's).

A Tabela 6.1 apresenta os valores de calor rejeitado pelo compressor, obtidos via o balanço de energia acima descrito, para três condições de operação do compressor, representadas por (-23,3°C/40,5°C), (-23,3°C/54,4°C) e (-10,0°C/90,0°C). Além disso, são também indicados os parâmetros utilizados para o cálculo do balanço de energia, bem como a capacidade de refrigeração e o coeficiente de performance. Cada condição de operação foi testada cinco vezes, de modo que a tabela apresenta valores médios, acompanhados de suas incertezas expandidas para um grau de confiança de 95%. A análise de incertezas das medições é detalhada no Apêndice I.

Como esperado, observa-se na Tabela 6.1 que o compressor na condição de operação (-10°C/90°C) rejeita a maior quantidade de calor, consome mais energia elétrica e proporciona a maior capacidade de refrigeração. Porém, nesta condição de operação, o compressor possui a menor eficiência global ( $COP$ ).

Tabela 6.1 – Resultados do balanço de energia no compressor.

	(-23,3°C/40,5°C)		(-23,3°C/54,4°C)		(-10°C/90°C)	
	Média	U <sub>95%</sub> (%)	Média	U <sub>95%</sub> (%)	Média	U <sub>95%</sub> (%)
T <sub>SUC</sub> (°C)	33,9	0,8(0,3°C)	34,3	0,8(0,3°C)	34,6	1,3(0,4°C)
T <sub>DES</sub> (°C)	89,1	0,8(0,7°C)	96,8	0,5(0,5°C)	123,9	0,9(1,1°C)
p <sub>SUC</sub> (bar)	1,148	1,3	1,149	1,3	2,004	0,8
p <sub>DES</sub> (bar)	10,336	0,5	14,688	0,6	32,389	0,5
Ẇ <sub>C</sub> (W)	152,0	0,1	163,2	0,2	263,5	1,3
ṁ (kg/h)	5,930	1,5	5,368	1,4	7,405	1,2
Q̇ <sub>E</sub> (W)	305,1	1,5	277,1	1,4	378,9	1,2
COP (W/W)	2,01	1,5	1,70	1,5	1,44	1,4
Q̇ <sub>CARC</sub> (W)	<b>87,1</b>	<b>1,6</b>	<b>100,9</b>	<b>1,4</b>	<b>156,3</b>	<b>1,2</b>

Apesar das mudanças nas condições de operação, pode-se observar também que não há variações significativas na troca de calor através da parede da carcaça, em termos percentuais. Para as três condições de operação o calor rejeitado através da carcaça corresponde a aproximadamente 60% da energia fornecida ao compressor.

A equação (5.1), introduzida no capítulo anterior, pode ser usada para o cálculo da transferência de calor através das medições dos SFC's na parede interna,

$$\dot{Q}_{CARC;INT} = \left( \sum_{i=1}^n q''_i A_i \right)_{INT} \quad (6.8)$$

como também para o cálculo com base nas medições dos SFC's na parede externa:

$$\dot{Q}_{CARC;EXT} = \left( \sum_{i=1}^n q''_i A_i \right)_{EXT} \quad (6.9)$$

Nas expressões acima,  $\dot{Q}_{CARC;INT}$  e  $\dot{Q}_{CARC;EXT}$  representam as taxas de transferência de calor medidas nas paredes interna e externa da carcaça, respectivamente.

A Figura 6.2 apresenta os valores obtidos para  $\dot{Q}_{CARC;INT}$  e  $\dot{Q}_{CARC;EXT}$  e a comparação com os valores calculados via balanço de energia. É interessante ressaltar

que entre duas repetições de um teste para uma determinada condição de operação, retiram-se os SFC's instalados na parede externa da carcaça, procedendo-se um processo de limpeza para então reinstalá-los novamente com uso de pasta térmica. Desta forma, cada repetição considera inclusive a aleatoriedade do processo de instrumentação na parede externa da carcaça.

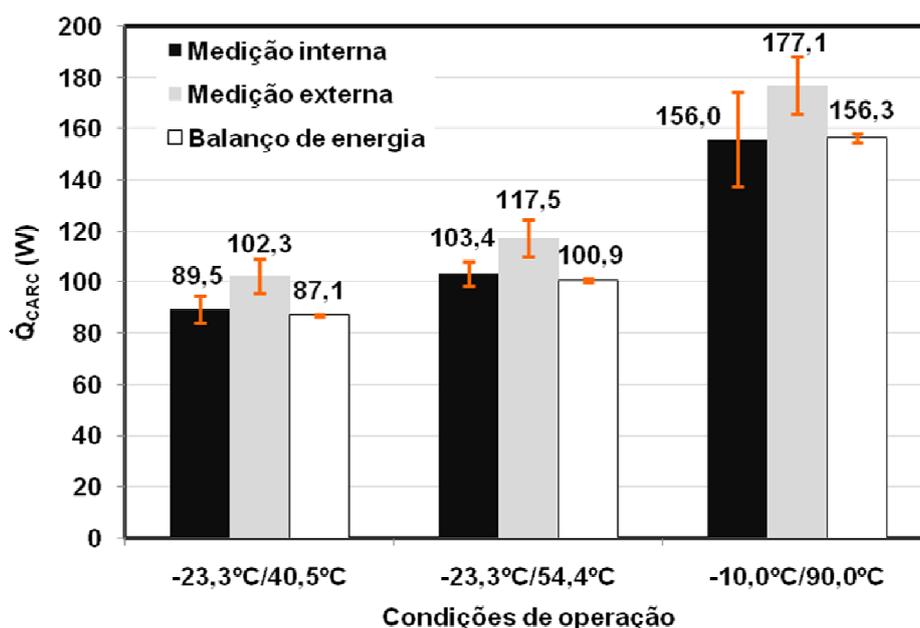


Figura 6.2 – Taxa de transferência de calor na carcaça do compressor.

Observando a Figura 6.2, nota-se que existe uma boa concordância entre a taxa de transferência de calor obtida das medições de fluxo de calor na carcaça e o valor calculado através do balanço de energia. Para a superfície interna, as diferenças entre os valores medidos e calculados do balanço estão dentro da faixa de incerteza de medição. Porém, isto não acontece para a parede externa, com diferenças de aproximadamente 15% sendo observadas entre os valores das medições e do balanço de energia. É interessante observar que a maior dispersão nas medições, refletida na incerteza do valor medido, ocorre para a parede interna na condição crítica de operação (-10°C/90°C).

Da Figura 6.2, evidencia-se que a taxa de transferência de calor calculada através da integração das medições na parede externa da carcaça fornece valores sistematicamente superiores aos obtidos via balanço de energia. Tal diferença, não observada nas medições internas, pode ser atribuída a dois fatores principais: i) correção da parcela de radiação e ii) divisão das áreas na superfície externa da carcaça, necessária para a ponderação dos valores medidos por cada SFC.

A parcela de troca de calor por radiação pode apresentar um determinado nível de incerteza devido, principalmente, à caracterização da emissividade da superfície. Como indicado no capítulo anterior, determinou-se a emissividade de cada região da parede externa da carcaça através de interpolações e extrapolações lineares de medições realizadas com uma câmera infravermelho em dois níveis de temperatura (50°C e 80°C). Outro aspecto relevante diz respeito à diferença entre as temperaturas ambientes durante a medição da emissividade e durante o teste do compressor. Na avaliação da emissividade com a câmera infravermelho, a temperatura ambiente foi assumida como igual a 22°C. No entanto, a temperatura do ar no interior do BOX durante os testes é de 32°C. Adicionalmente, a consideração de que o valor da emissividade da fita de alumínio é igual a 0,2 em todas as regiões e nas três condições de operação, pode também ter introduzido uma parcela de erro no cálculo do fluxo de calor.

Da mesma forma, a divisão da área externa da carcaça do compressor influencia o valor calculado para a transferência de calor via medições de fluxo de calor locais nesta superfície. Esta não é uma questão trivial e caso não haja uma divisão adequada da área da carcaça, a ponderação do fluxo de calor lido por cada SFC pode fornecer um resultado fisicamente inconsistente.

De fato, o processo de medição do fluxo de calor para fins de balanço de energia apresenta dificuldades, pois requer um conhecimento adequado acerca da distribuição de temperatura e do fluxo de calor na superfície. Para isto, é de extrema importância conhecer, mesmo que em termos qualitativos, a interação térmica entre o compressor e o ambiente, para a divisão da área da carcaça e, conseqüentemente, o posicionamento dos SFC's.

Diante das dificuldades supracitadas, relacionadas à determinação da emissividade e à divisão da área da carcaça, consideram-se aceitáveis as diferenças observadas entre os valores de fluxo de calor obtidos das medições e do balanço de energia. Além disto, deve ser mencionado que o propósito central da investigação não é voltado para balanços de energia, mas sim para a análise de fluxos locais de calor.

### 6.2.2 Simulação da condução de calor na carcaça

Uma técnica adicional empregada para verificar a qualidade dos resultados experimentais consistiu na solução tridimensional estacionária da condução de calor na carcaça do compressor, via a metodologia de volumes finitos. Considerando condutividade térmica constante, o fenômeno da transferência de calor pode ser representado através da seguinte equação:

$$\nabla^2 T = 0 \quad (6.10)$$

Para a solução da equação (6.10), foram prescritas condições de contorno de fluxo de calor por convecção nas paredes interna e externa da carcaça. Assim, valores de temperaturas do fluido refrigerante no ambiente interno e do ar no ambiente externo, além de coeficientes locais de transferência de calor, foram extraídos das medições e utilizados como dados de entrada para a simulação. A Figura 6.3 ilustra um esquema da carcaça mostrando as condições de contorno aplicadas em suas diferentes regiões.

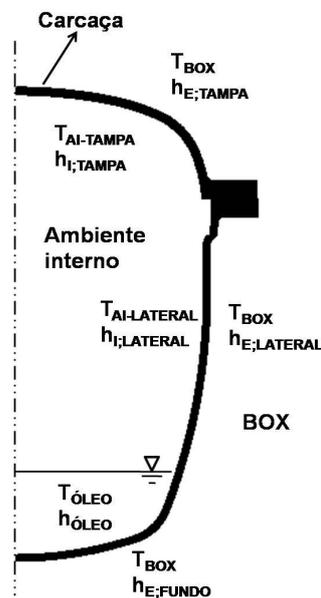


Figura 6.3 – Vista em corte da carcaça do compressor.

A divisão de áreas para a prescrição das condições de contorno locais segue a divisão realizada para integração dos fluxos de calor medidos experimentalmente. A

Figura 6.3 visa apenas facilitar a compreensão de como são atribuídas as condições de contorno, não apresentando todas as divisões realmente estabelecidas.

O código comercial FLUENT 6.3 (ANSYS, 2008) foi utilizado para simular o fenômeno, sendo que duas malhas computacionais, contendo  $1,3 \times 10^6$  e  $2,7 \times 10^6$  volumes, foram empregadas para uma verificação de erros de truncamento devido à discretização espacial. Os resultados obtidos com cada malha foram muito similares, com desvio máximo inferior a 1% nos valores de temperatura, em °C.

O critério de convergência adotado para interromper o procedimento iterativo de solução pode ser escrito através da seguinte expressão:

$$\frac{T_{ETC}|_{IT} - T_{ETC}|_{IT-1}}{T_{ETC}|_{IT-1}} < 10^{-4} \quad (6.11)$$

onde  $T_{ETC}$  representa a temperatura externa da região “*Tampa centro*” (região 8 da Figura 5.2), e os subíndices  $IT$  e  $IT-1$  se referem às iterações atual e anterior, respectivamente. A escolha da temperatura da região “*Tampa centro*” da parede externa da carcaça para a verificação do critério de convergência foi arbitrária, podendo ter sido adotada a temperatura de qualquer outra região.

A Figura 6.4 apresenta resultados dos campos de temperatura, na condição de operação (-23,3°C/54,4°C), obtidos via termografia infravermelho e da solução numérica. Adicionalmente, sobre a imagem da câmera de infravermelho são também indicados valores de temperatura de medições com termopares.

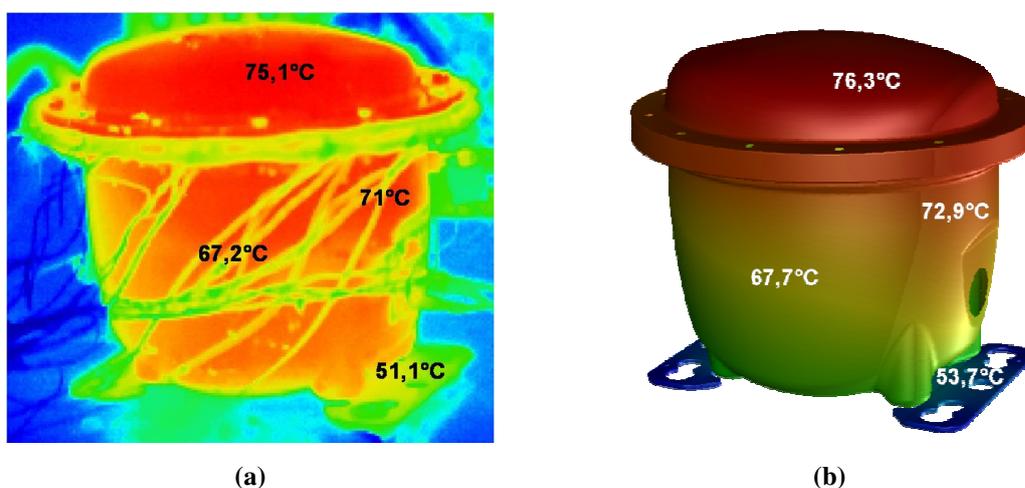


Figura 6.4 – Campo de temperaturas obtido por (a) medição com termopares e (b) simulação da condução de calor na carcaça do compressor.

Comparando as imagens (a) e (b) da Figura 6.4, nota-se uma boa concordância entre os resultados experimental e numérico. Observa-se que a região da tampa da carcaça possui os níveis mais elevados de temperatura, enquanto que junto à placa base do compressor prevalecem os níveis mais baixos. Em termos quantitativos, também é observada boa concordância entre os valores experimentais e numéricos, com desvios típicos da ordem de 1 a 2°C e máximo de 2,6°C (5%) na região da placa base. Os resultados experimentais de temperatura na Figura 6.4(a) representam a média dos valores obtidos em cinco testes.

Em termos de fluxo de calor, também foi observada boa concordância entre resultados experimentais e numéricos, com desvios típicos da ordem de 2 a 3% e um desvio máximo de 12%, também na região placa base. A Figura 6.5 exibe os valores de fluxo de calor nas diferentes regiões da parede externa da carcaça, obtidos das metodologias experimental e numérica. Para uma melhor compreensão das regiões indicadas na Figura 6.5, deve-se usar a Figura 5.2.

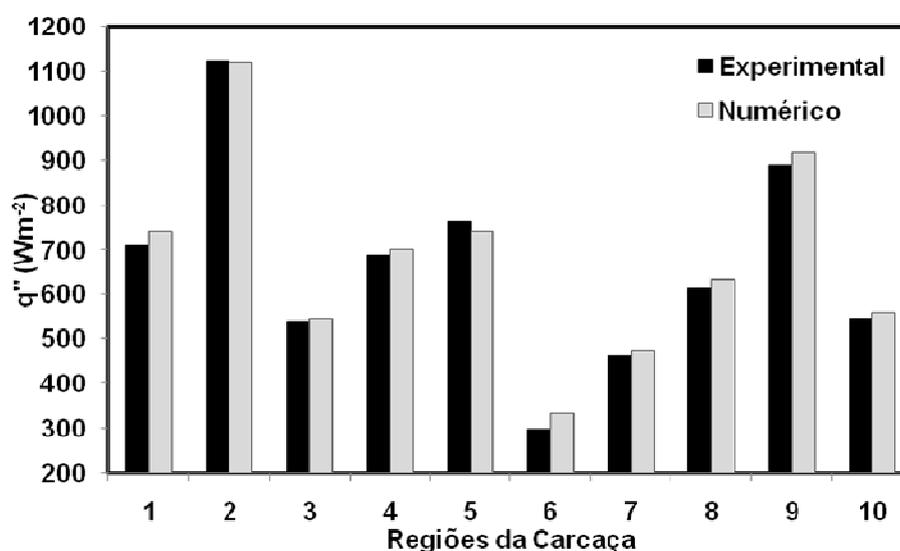


Figura 6.5 – Fluxo de calor na parede externa da carcaça.

A comparação entre campos de temperatura experimental e numérico foi uma estratégia adicional de verificação das medições de fluxo de calor. As pequenas diferenças observadas indicam que a técnica de medição de fluxo de calor é satisfatória.

### 6.3. Análise térmica do compressor na condição de referência

Esta secção tem como objetivo analisar, em detalhes, a transferência de calor nos componentes do compressor na condição de operação (-23,3°C/40,5°C), considerada como condição de referência.

Os resultados a serem apresentados ao longo da secção consistem basicamente em medições de fluxo de calor e temperaturas, bem como estimativas para coeficientes de transferência de calor locais. O cálculo do coeficiente de transferência de calor,  $h$ , foi realizado através da aplicação da lei de resfriamento de Newton:

$$h = \frac{q''}{T_{SUP} - T_{\infty}} \quad (6.12)$$

onde  $T_{\infty}$  representa a temperatura de referência do ambiente, que varia conforme o componente do compressor a ser caracterizado. Por exemplo,  $T_{\infty}$  pode representar a temperatura do ar no interior do BOX, no caso da troca de calor ser junto à superfície externa da carcaça. A temperatura do gás no ambiente interno do compressor e a temperatura do óleo no cárter podem também representar  $T_{\infty}$  no caso da troca de calor no interior no compressor, sendo escolhidas de acordo com a região em análise. A temperatura da superfície,  $T_{SUP}$ , é geralmente medida pelo termopar embutido no SFC. Contudo, alguns SFC's não são dotados de termopares, de forma que nas regiões representadas por estes, foram instalados termopares independentes.

Com exceção à região externa da carcaça e à região *Fundo* (número 5 da Figura 5.4) na parede interna da carcaça, o coeficiente de transferência de calor estimado pela equação (6.12) representa, a rigor, um coeficiente global de transferência de calor que considera o efeito das movimentações de óleo lubrificante e de fluido refrigerante. Isto ocorre, pois o óleo lubrificante está presente sobre todas as superfícies no interior do compressor, mesmo que na forma de uma fina película, e a temperatura de referência utilizada,  $T_{\infty}$ , refere-se à temperatura do fluido refrigerante. Esta observação é particularmente relevante nas regiões internas da tampa e da lateral da carcaça do compressor, caracterizadas pelo escoamento de um filme de óleo, conforme ilustra a Figura 6.6.

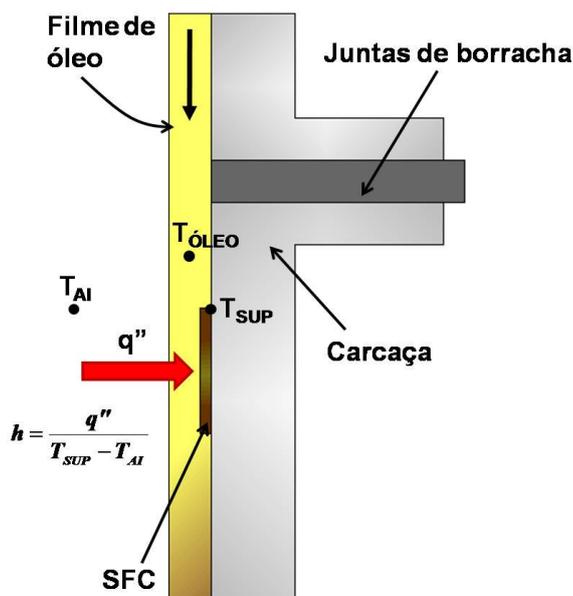


Figura 6.6 – Esquema da parede lateral interna da carcaça do compressor.

Os resultados de fluxo de calor no compressor são apresentados para as diferentes regiões de forma separada, visando a melhor organização das informações para a compreensão do fenômeno. Inicialmente, aborda-se a transferência de calor nas paredes interna e externa da carcaça e, em seguida, junto ao *kit* do compressor.

### 6.3.1 Carcaça

A análise da transferência de calor na carcaça foi dividida em duas partes: parede interna e parede externa.

#### a) Parede interna

Os resultados de fluxo de calor, temperatura e coeficientes de transferência de calor para as diferentes regiões da parede interna da carcaça são apresentados na Figuras 6.7 e 6.8. Com exceção das medições de temperatura, com níveis de incerteza inferiores a 2%, barras de incerteza expandida para um grau de confiança de 95% são mostradas para os demais resultados. Para a análise dos gráficos, torna-se necessário o uso simultâneo da Figura 5.4, que permite a identificação das diversas regiões originadas pela divisão da parede interna da carcaça.

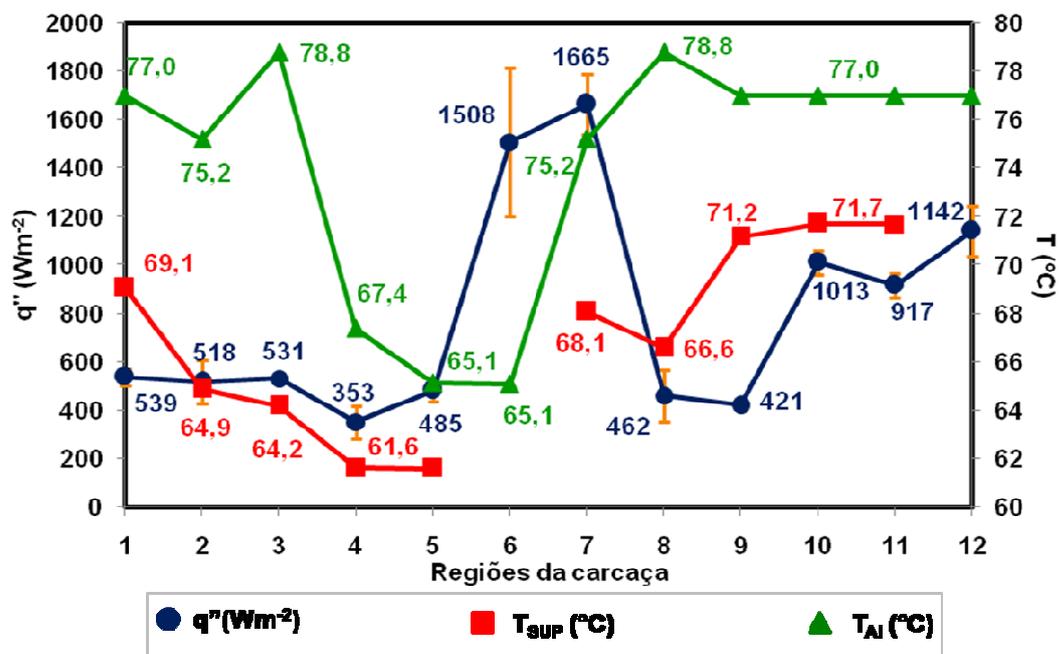


Figura 6.7 – Fluxo de calor e potenciais de temperatura na parede interna da carcaça.

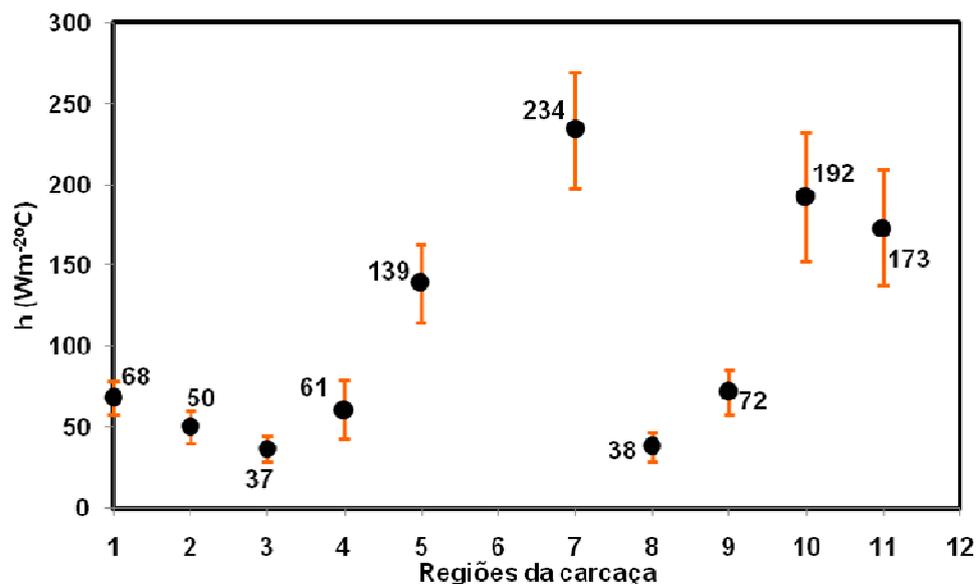


Figura 6.8 – Coeficiente de transferência de calor na parede interna da carcaça.

Antes de iniciar a análise das Figuras 6.7 e 6.8, é interessante fazer alguns comentários a respeito das temperaturas de referência utilizadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

As temperaturas de referência foram obtidas de diferentes regiões do gás refrigerante no ambiente interno do compressor, conforme mostra a Figura 5.10. Assim, nas regiões (3) e (8) da superfície interna da carcaça, próximas ao muffler de descarga, a temperatura medida pelo termopar AI muffler descarga representa a temperatura de

referência. A média das temperaturas medidas por esse termopar foi de 78,8°C, sendo a maior temperatura registrada no gás localizado no ambiente interno. Isto se deve justamente à localização do termopar em uma porção de fluido refrigerante próxima ao sistema de descarga do compressor.

Por outro lado, o termopar AI muffler de sucção aponta a menor das temperaturas do ambiente interno (67,4°C), por estar localizado em uma região mais próxima ao sistema de sucção. Tal temperatura atua como referência para a região (4) da superfície interna da carcaça.

O terceiro termopar posicionado no gás refrigerante do ambiente interno é denominado AI difusor de ar e serve como referência para as regiões (2) e (7). As regiões restantes, com exceção ao *Fundo* (5), têm suas temperaturas de referência calculadas a partir da média dos valores apontados pelos termopares AI muffler descarga e AI difusor de ar, resultando em uma temperatura de 77,0°C. Finalmente, a região 5 tem sua temperatura de referência avaliada no valor medido pelo termopar AI óleo, igual a 65,1°C.

A análise dos resultados pode ser iniciada abordando o notável efeito do jato colidente de óleo lubrificante na transferência de calor nas regiões periféricas da tampa (10, 11 e 12), proporcionando fluxos de calor duas vezes maiores do que o valor medido na região *Tampa centro* (9). Como comentado no Capítulo 1, o óleo é succionado pela ação centrífuga de uma bomba usinada no interior do eixo do motor, escoando até sair no seu topo, na forma de um jato que colide contra a tampa da carcaça. A colisão do jato ocorre em uma região afastada do centro devido à excentricidade do eixo, e isto explica os altos níveis de fluxo de calor nesta região quando comparada à região central da tampa. O jato colidente sobre a região periférica da tampa reflete também no coeficiente de transferência de calor, o qual é da ordem de 200 W/(m<sup>2</sup>°C), enquanto que na região central observa-se um coeficiente de 72 W/(m<sup>2</sup>°C).

A transferência de calor nas regiões *Fundo* e *Fundo placa base* (regiões 5 e 6, respectivamente) também chama a atenção na análise. Observando apenas a região *Fundo*, nota-se que o fluxo de calor lido pelo SFC é inferior a 500 W/m<sup>2</sup>, ou seja, muito próximo aos valores observados nas regiões laterais. No entanto, o coeficiente de transferência de calor médio nesta região é igual a 139 W/(m<sup>2</sup>°C), um valor elevado quando comparado às regiões laterais e até mesmo à região *Tampa centro* (9). A explicação deste fato se deve à intensa movimentação do óleo acumulado no cárter, promovida pela rotação da bomba que fica parcialmente mergulhada no óleo. Já a região

*Fundo placa base* (6) apresenta níveis de fluxo de calor três vezes superior ao observado na região *Fundo* (5), o que pode ser explicado pelo fato de esta região de pequena área estar soldada à região externa *Placa base* (região 6 da Figura 5.2), surgindo portanto um efeito aleta. O SFC empregado para medição do fluxo de calor na região *Fundo placa base* não possui termopar e, por este motivo, não foi calculado coeficiente de transferência de calor local para esta região. O mesmo acontece para a região *Tampa flange* (12).

As regiões *Base flange difusor de ar* e *Base flange muffler descarga* (7 e 8, respectivamente) apresentam grande discrepância entre si do ponto de vista de fluxo de calor e coeficiente de transferência de calor. Uma possível explicação para essa constatação pode ser a maior intensidade de borrifos de óleo sobre a região (7) do que sobre a região (8), em virtude da presença do muffler de descarga e do tubo *bundy* entre o topo do eixo de acionamento, por onde sai o jato de óleo, e a região (8). Assim, o muffler de descarga e o tubo *bundy* acabam atuando como anteparos, bloqueando os borrifos de óleo remetidos à região (8). O efeito deste bloqueio é influente a ponto de se observar um coeficiente de transferência de calor na região (7) seis vezes maior que na região (8). A Figura 6.9 mostra um desenho do compressor que permite visualizar o óleo saindo do eixo e atingindo a tampa da carcaça, bem como as regiões (7) e (8). Os borrifos de óleo são representados por linhas tracejadas na Figura 6.9(b).

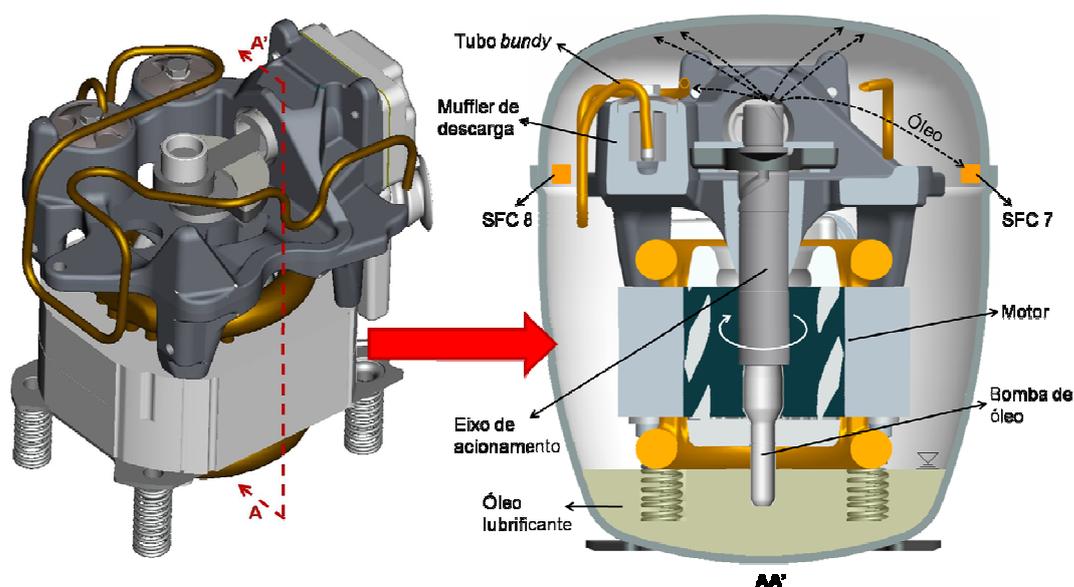


Figura 6.9 – Borrifos de óleo contra a tampa da carcaça e sobre os SFC's instalados nas regiões 7 e 8 da parede interna da carcaça (vista traseira).

As diferenças observadas em termos de transferência de calor nas regiões (7) e (8) retratam a dificuldade anteriormente discutida a respeito da integração dos valores de fluxo de calor locais para obtenção do calor total rejeitado pelo compressor. Se as regiões (7) e (8) fossem tratadas como uma única região, representada pela leitura de um único SFC, haveria uma caracterização incorreta da transferência de calor. A diferença entre os valores apontados nas regiões (7) e (8) reforça a discussão relativa à importância de uma análise preliminar, mesmo que qualitativa, sobre a interação térmica entre os componentes internos do compressor e a carcaça. Somente assim, pode-se realizar uma identificação adequada das diversas regiões e caracterizá-las quanto à transferência de calor com o uso de SFC's.

No tocante às regiões laterais (1, 2, 3 e 4), percebe-se que os valores de fluxo de calor são semelhantes. Dentre elas, a região *Lateral muffler sucção* (4) é a que apresenta o menor nível de fluxo de calor, em torno de  $350 \text{ W/m}^2$ . Isto pode ser justificado pela proximidade desta região com o sistema de sucção, onde são registradas as menores temperaturas do compressor. Pelo fato de possuir a temperatura mais baixa, esta superfície apresenta o menor potencial de troca de calor com o ambiente externo do compressor, refletindo assim diretamente no fluxo de calor lido pelo SFC.

A Figura 6.7 possibilita uma última análise comparativa dos níveis de fluxo de calor observados na tampa, lateral e fundo da parede interna da carcaça, permitindo entender a contribuição de cada uma delas na dissipação de calor do compressor para o meio externo. Por outro lado, a aplicação da equação (6.8) para as três regiões (tampa, lateral e fundo) separadamente, permite a obtenção do calor rejeitado em cada região. O resultado dessa integração do fluxo de calor em cada região é apresentado na Figura 6.10.

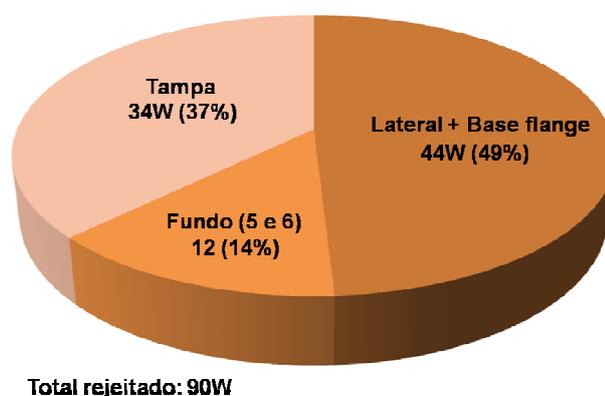


Figura 6.10 – Distribuição do calor rejeitado na parede interna da carcaça.

A Figura 6.10 mostra que, embora os maiores níveis de fluxo de calor sejam observados nas regiões da tampa, a maior taxa de rejeição de calor ocorre pela lateral da carcaça (~ 50% do total), em virtude de sua maior área de troca. Nota-se ainda que o fundo contribui com apenas 14% do total de calor dissipado pelo compressor. No entanto, dos 12 W dissipados pela região do fundo, 7 W deixam o compressor pela região *Fundo placa base* (6), a qual possui uma área de troca de apenas 30% da área total da região do fundo, evidenciando o efeito aleta da placa base no lado externo do compressor.

### b) Parede externa da carcaça

Os resultados de fluxo de calor, temperatura e coeficientes de transferência de calor para a parede externa da carcaça são apresentados na Figuras 6.11 e 6.12. Para analisar esses gráficos, é conveniente observar a Figura 5.2 a fim de identificar as regiões resultantes da divisão da parede externa da carcaça.

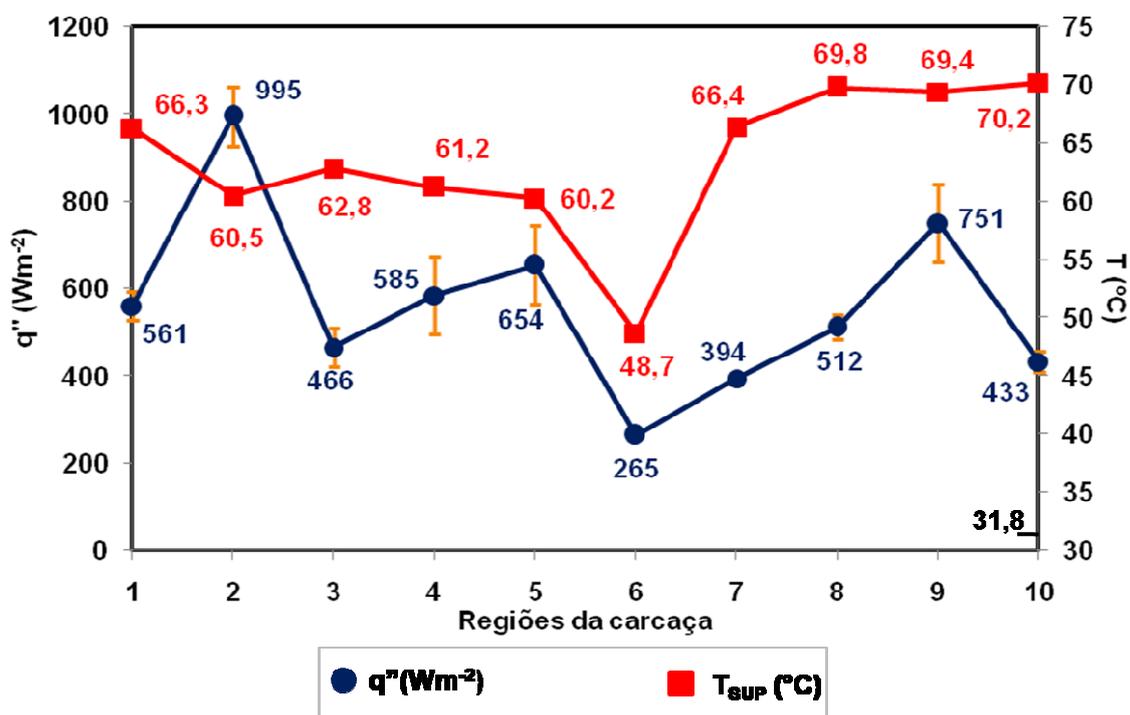


Figura 6.11 – Fluxo de calor e temperatura na parede externa da carcaça.

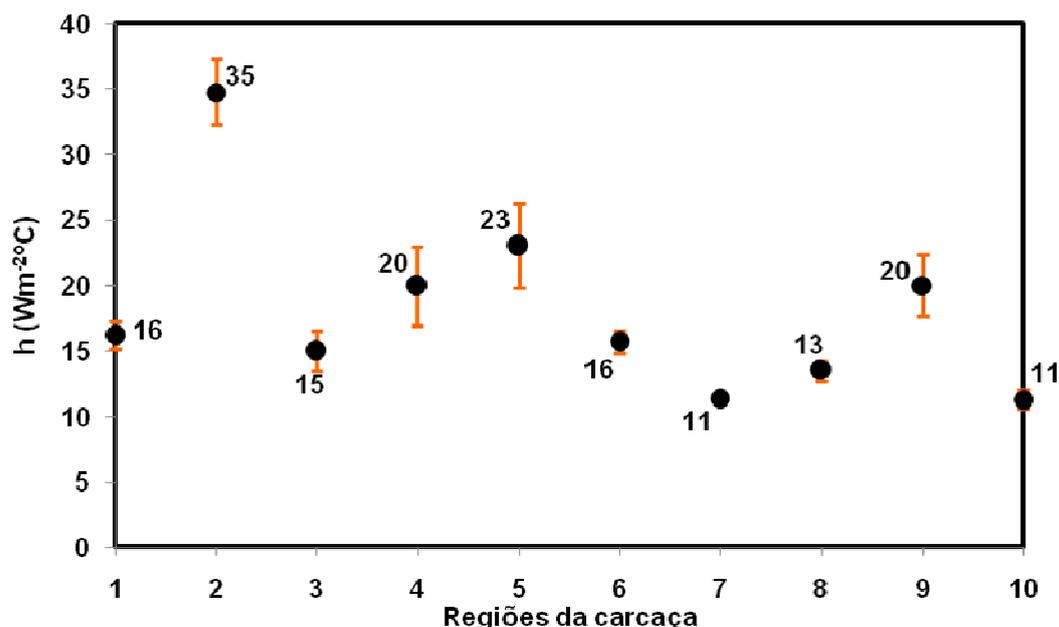


Figura 6.12 – Coeficiente de transferência de calor na parede externa da carcaça.

Como explicado no Capítulo 5, a temperatura no interior do BOX é controlada para se situar em  $32\text{°C} \pm 1\text{°C}$ . Ao longo dos cinco testes realizados, a média da temperatura do ar foi de  $31,8\text{°C}$ , sendo este valor adotado como a temperatura de referência para a estimativa dos coeficientes de transferência de calor locais no lado externo da carcaça.

Da Figura 6.11 fica evidente que a região *Lateral difusor de ar* (2) apresenta o maior nível de fluxo de calor. Porém, nota-se que outras regiões também se destacam, como *Lateral muffler sucção*, *Fundo* e *Tampa muffler descarga* (regiões 4, 5 e 9, respectivamente, na Figura 5.2). Os níveis de fluxo de calor nessas regiões é um reflexo de seus posicionamentos em relação ao orifício através do qual ar é insuflado para o interior do BOX. Embora haja uma placa difusora de ar em frente ao orifício, com o intuito de evitar a ventilação direta no compressor, o escoamento de ar acaba sendo acelerado nas bordas da placa, e isso acaba proporcionando o aumento de velocidade do ar sobre algumas regiões do compressor. Isto por sua vez promove maiores coeficientes locais de transferência de calor nessas regiões, como mostra a Figura 6.12. A Figura 6.13 exibe uma foto do compressor na posição de teste no interior do BOX, ilustrando o nível elevado de velocidade do ar nas bordas da placa difusora, em comparação com o nível de velocidade na região central.

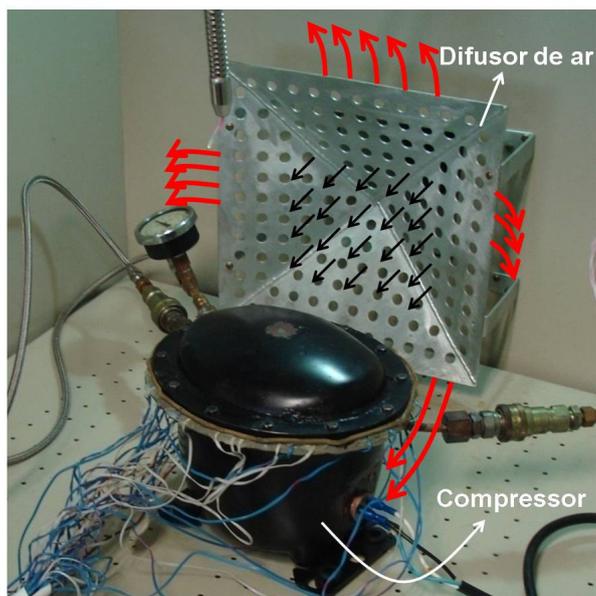


Figura 6.13 – Compressor em posição de teste no interior do BOX.

Com relação às temperaturas, percebe-se que as regiões da tampa são as mais aquecidas do compressor, o que é fruto da intensidade de calor trocada na parede interna devido ao jato colidente de óleo lubrificante sobre tais superfícies. Na tampa, observa-se que a média das temperaturas é da ordem de 70°C, na lateral, notam-se valores bem menores, em torno de 63°C, e no fundo, a temperatura cai para 60°C.

De forma análoga ao realizado para a parede interna da carcaça, a Figura 6.14 apresenta as parcelas de calor trocado em cada região (tampa, lateral e fundo) da superfície externa da carcaça.

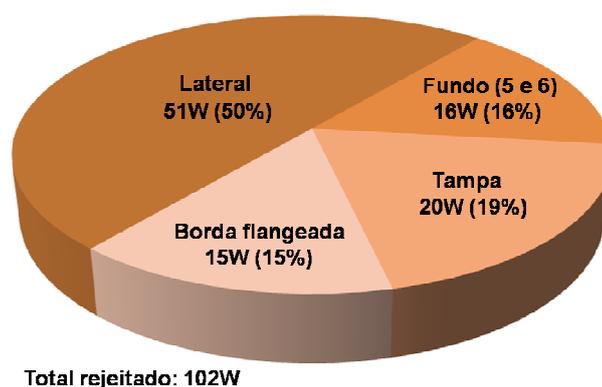


Figura 6.14 - Distribuição do calor rejeitado na parede externa da carcaça.

Os resultados da distribuição do calor rejeitado nas superfícies interna e externa da carcaça do compressor, mostrados na Figura 6.10 e na Figura 6.14, respectivamente,

permitem algumas análises. Primeiramente, conclui-se que a região *Borda flangeada* (6) da parede externa atua como uma aleta, com participação significativa na dissipação de calor do compressor (15% do total). Além disso, evidencia-se a considerável redução da rejeição de calor pela parede externa da tampa em comparação à parede interna (de 37% para 19% do total). Esses dois fatos estão intimamente conectados, uma vez que as taxas de rejeição de calor das regiões lateral e fundo das superfícies interna e externa da carcaça são praticamente as mesmas. A região lateral da parede externa, a exemplo da interna, rejeita 50% do calor total dissipado pelo compressor e a região do fundo, que também abrange a região *Placa base*, rejeita 16% do calor total. É interessante observar que 34% do calor rejeitado pelo fundo é dissipado pela região *Placa base*, mostrando que a mesma atua como uma aleta.

Embora as regiões laterais interna e externa da carcaça dissipem 50% do calor total rejeitado pelo compressor, a Figura 6.15 permite concluir que a difusão de calor nesta região não é unidimensional.

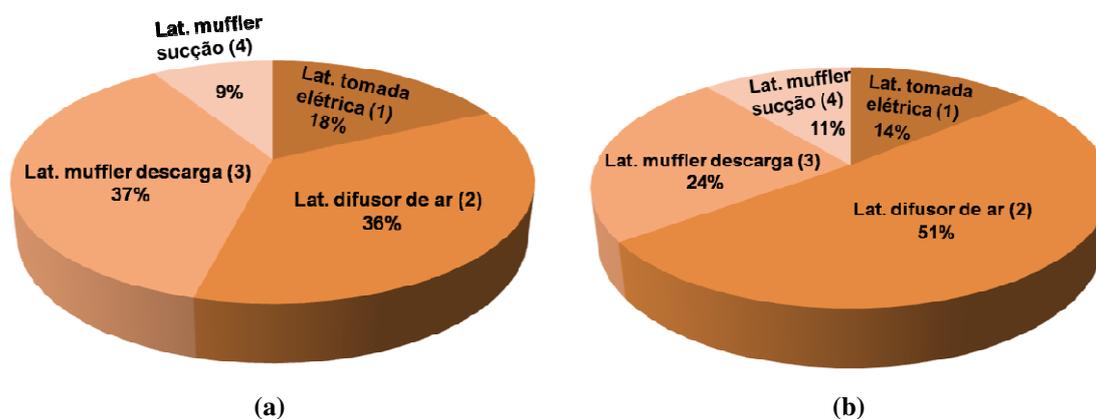


Figura 6.15 - Distribuição do calor rejeitado pela lateral (a) interna e (b) externa do compressor.

De acordo com a Figura 6.15(a), observa-se que a taxa de rejeição de calor é praticamente a mesma nas regiões (2) e (3) da parede interna da carcaça. Porém, a Figura 6.15(b) mostra que, no lado externo, a parcela de calor dissipada pela região (2) é o dobro da quantidade rejeitada pela região (3). Isto comprova o efeito da difusão de calor ao longo da parede lateral do compressor, em virtude da diferença entre as resistências térmicas de troca de calor por convecção em regiões distintas da parede externa carcaça. Por exemplo, os coeficientes de transferência de calor avaliados nas regiões (2) e (3) da parede externa são, respectivamente, 35 e 15 W/(m<sup>2</sup>°C). No lado interno os coeficientes

de troca de calor por convecção são mais próximos e, para as mesmas regiões, iguais a 50 e 37 W/(m<sup>2</sup>C), respectivamente.

Devido aos baixos coeficientes de transferência de calor por convecção no lado externo da carcaça, a radiação térmica torna-se um mecanismo importante na transferência de calor, haja vista a diferença de temperatura entre a superfície da carcaça e a parede do BOX. A temperatura média medida pela termoresistência PT100PBOX, instalada na parede do BOX, aponta valores de 30°C, enquanto que as temperaturas da carcaça são da ordem de 60°C e 70°C. A Figura 6.16 permite analisar a magnitude da troca de calor por radiação, estimada através da metodologia descrita na secção 5.2.3, em relação à troca de calor total na parede externa da carcaça.

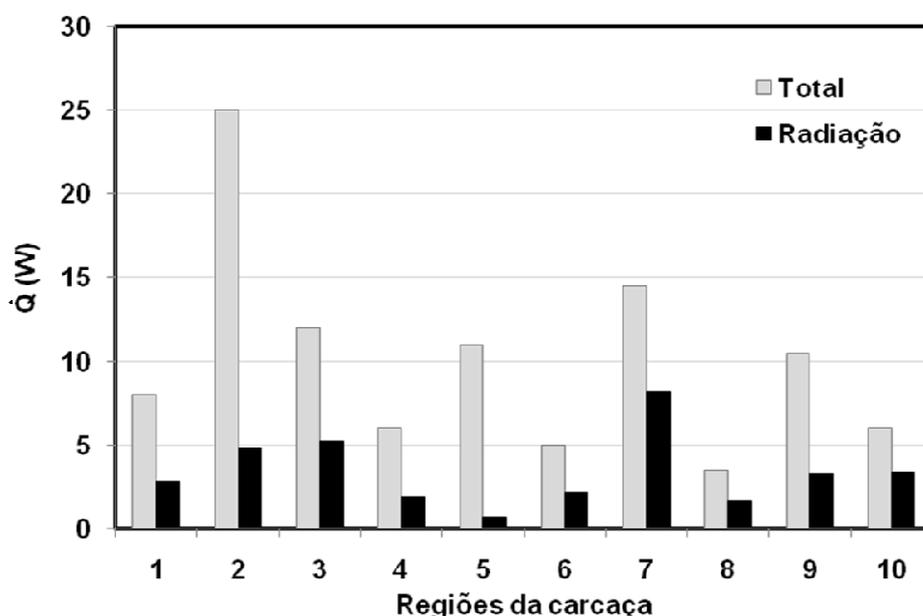


Figura 6.16 – Comparação entre a troca de calor total e por radiação na parede externa da carcaça.

Comentou-se anteriormente que os maiores níveis de fluxo de calor ocorrem em regiões expostas a processos mais intensos de troca de calor por convecção (2, 4, 5 e 9). Analisando a Figura 6.16, conclui-se, como esperado, que justamente nessas regiões são observadas as menores parcelas relativas de troca de calor por radiação, ficando entre 7 e 32% da troca total. Por outro lado, em regiões como a *Borda flangeada* (7), a maior parte da transferência de calor ocorre por radiação, em torno de 57% do total. Na média, 34% de todo o calor trocado pela carcaça com o ambiente externo se deve ao mecanismo de radiação.

6.3.2 *Kit do compressor*

Antes de iniciar a análise da transferência de calor no *kit* do compressor, convém lembrar que foi necessário instrumentar dois compressores, de modo a tornar possível a realização de todas as medições desejadas. As medições na carcaça, câmara de descarga, sistema de sucção e motor foram efetuadas no Compressor 1, enquanto que as medições no cilindro e no sistema de descarga foram conduzidas no Compressor 2. Mesmo se tratando de modelos idênticos de compressor, algumas diferenças entre os seus desempenhos foram observadas na condição de operação de referência (-23,3°C/40,5°C). A Tabela 6.2 apresenta uma comparação entre parâmetros de operação dos dois compressores para a condição de referência.

Tabela 6.2 – Comparação entre parâmetros de operação de dois compressores testados na condição (-23,3°C/40,5°C).

	<i>Compressor 1</i>	<i>Compressor 2</i>	<i>Desvio% em relação ao Compressor 1</i>
$T_{SUC}$ (°C)	33,9	34,2	0,9%
$T_{DES}$ (°C)	89,1	89,3	0,2%
$p_{SUC}$ (bar)	1,148	1,148	0,0%
$p_{DES}$ (bar)	10,336	10,307	-0,3%
$\dot{W}_C$ (W)	152,0	153,1	0,7%
$\dot{m}$ (kg/h)	5,915	5,534	-6,4%
$\dot{Q}_E$ (W)	305,1	285,4	-6,4%
$COP$ (W/W)	2,01	1,87	-7,1%
$\dot{Q}_{CARC}$ (W)	87,1	92,3	6,0%

A diferença entre os fluxos de massa promovidos pelos compressores é de 6,4%, provocando as alterações observadas nos demais parâmetros, tais como capacidade de refrigeração, coeficiente de performance e calor rejeitado pela carcaça do compressor ao ambiente. Diante da diferença entre os valores de calor rejeitado pela carcaça, foi realizado um ajuste nos valores de fluxo de calor apontados pelos SFC's instrumentados no Compressor 2. O objetivo desta correção é possibilitar uma mesma base de comparação entre os dados medidos nos dois compressores. Neste sentido, o fluxo de

calor medido no Compressor 2 é multiplicado por um coeficiente definido como a razão entre as taxas de calor rejeitadas pelas carcaças dos compressores 1 e 2. Assim, para a correção do fluxo de calor em uma determinada região do Compressor 2, emprega-se a seguinte equação:

$$q''_{COMP2} = q''_{SFC;COMP2} \cdot \frac{\dot{Q}_{CARC;COMP1}}{\dot{Q}_{CARC;COMP2}} \quad (6.13)$$

onde  $q''_{COMP2}$  representa o fluxo de calor corrigido em um componente qualquer do Compressor 2, e  $q''_{SFC;COMP2}$ , o fluxo de calor lido pelo SFC no componente em questão. Por outro lado,  $\dot{Q}_{CARC;COMP1}$  e  $\dot{Q}_{CARC;COMP2}$  são as taxas totais de calor rejeitado pelo Compressor 1 e pelo Compressor 2, respectivamente.

Devido à discordância entre as quantidades de calor rejeitado por cada um dos compressores, observam-se diferenças nas temperaturas do ambiente interno dos dois compressores (1 e 2). A Tabela 6.3 apresenta os resultados das respectivas medições. O posicionamento dos termopares pode ser observado na Figura 5.10.

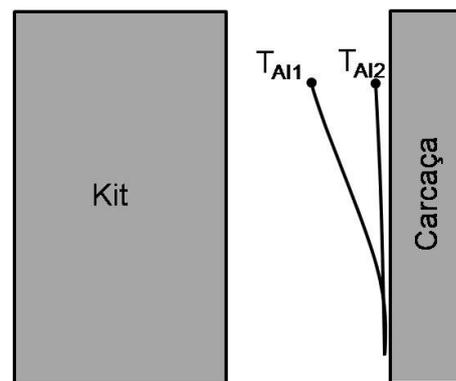
Tabela 6.3 – Temperaturas de ambiente interno dos compressores (-23,3°C/40,5°C).

<i>Termopar</i>	<i>Compressor 1</i>	<i>Compressor 2</i>	<i>Desvio%</i> <i>(Compressor 1)</i>
<i>1 – AI muffler descarga</i>	<i>78,8°C</i>	<i>73,3°C</i>	<i>-7,0%</i>
<i>2 – AI difusor de ar</i>	<i>75,2°C</i>	<i>70,6°C</i>	<i>-6,1%</i>
<i>3 – AI muffler sucção</i>	<i>67,4°C</i>	<i>68,9°C</i>	<i>2,2%</i>
<i>4 – AI óleo</i>	<i>65,1°C</i>	<i>68,4°C</i>	<i>5,0%</i>

Da Tabela 6.3, nota-se que as temperaturas medidas pelos termopares *AI muffler descarga* (1) e *AI difusor de ar* (2) do Compressor 2 são inferiores àquelas indicadas nas mesmas posições do Compressor 1. Em uma primeira análise, tais medições parecem equivocadas, pois deveriam acompanhar a tendência da maior quantidade de calor rejeitada pelo Compressor 2, da mesma forma como observado nas temperaturas registradas pelos termopares *AI muffler sucção* (3) e *AI óleo* (4). No entanto, uma possível causa desta situação se deve ao fato de que os termopares 1 e 2 apresentam pequenas diferenças de posicionamento de um compressor para o outro. Esta observação é muito

importante, pois demonstra que existem variações consideráveis de temperatura do gás no ambiente interno do compressor.

Em ambos os compressores, os termopares foram fixados junto à parede interna da carcaça. Contudo, em função da grande quantidade de SFC's instrumentados na carcaça do Compressor 1, houve maior dificuldade na fixação dos termopares. Por este motivo, as juntas quentes desses termopares foram posicionadas em pontos equidistantes entre a carcaça e o *kit*, e não junto à carcaça, como geralmente é feito. Conseqüentemente, os termopares do Compressor 1 foram posicionados mais próximos ao *kit*, em relação à instrumentação do Compressor 2 e, assim, indicaram temperaturas mais elevadas. Desta forma, o efeito do aumento de temperatura devido ao posicionamento dos termopares (1) e (2) no Compressor 1 acabou sendo maior que aquele devido ao aumento do calor rejeitado no Compressor 2. A Figura 6.17 ilustra um esquema da instrumentação dos termopares nos compressores 1 e 2.



**Figura 6.17 – Representação esquemática do posicionamento dos termopares instalados no ambiente interno do Compressor 1 e Compressor 2.**

As diferenças observadas nas temperaturas devido aos posicionamentos dos termopares 1 e 2 ressaltam o considerável gradiente de temperaturas no ambiente interno do compressor. Conseqüentemente, este aspecto resalta a dificuldade em selecionar as temperaturas de referência para a avaliação de coeficientes de transferência de calor locais. Diante desta questão, decidiu-se tomar as temperaturas medidas no Compressor 1 como referências para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor, com o argumento de que o posicionamento equidistante entre carcaça e *kit* é mais representativo da transferência de calor nesses dois componentes. O objetivo da obtenção de coeficientes locais de transferência de calor é o de permitir uma análise das resistências térmicas entre os componentes do compressor e o fluido refrigerante no ambiente interno, levando em

consideração, inclusive, o efeito do óleo lubrificante presente sobre as superfícies dos componentes.

Tendo sido feitas essas considerações, inicia-se a seguir a análise da transferência de calor nos componentes do compressor.

### a) Muffler de sucção

Resultados para o fluxo de calor no muffler de sucção são mostrados na Figura 6.18. As duas regiões onde foram instrumentados SFC's podem ser visualizadas na Figura 5.6, acompanhadas de suas respectivas numerações (1 e 2).

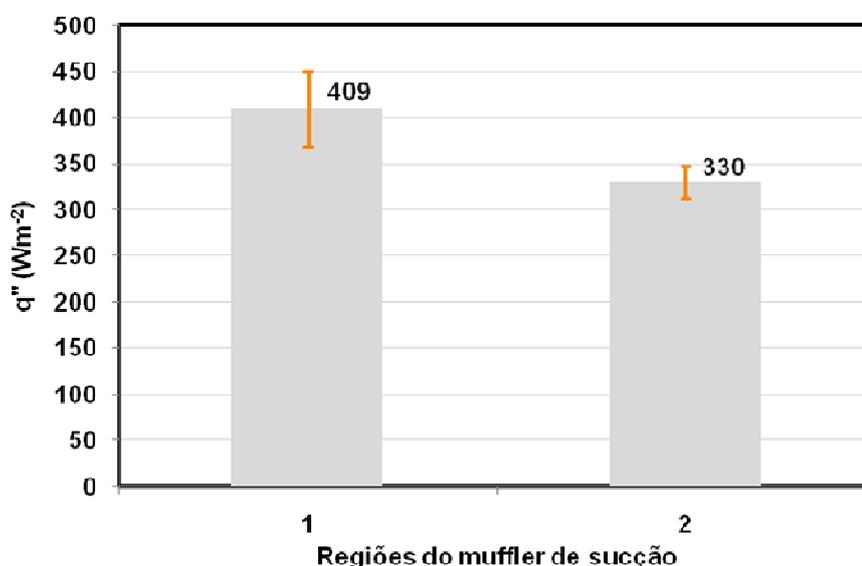


Figura 6.18 – Fluxo de calor no muffler de sucção.

A Figura 6.18 mostra que as intensidades de troca de calor apontadas pelos SFC's instalados nas duas regiões do muffler de sucção são semelhantes, com uma diferença de aproximadamente 20%. Porém, levando em consideração as barras de incerteza das medições, o fluxo de calor pode até mesmo ser considerado praticamente uniforme sobre a superfície do muffler.

As temperaturas superficiais do muffler de sucção e a temperatura do ambiente interno junto ao mesmo são apresentadas na Figura 6.19, enquanto que os coeficientes locais de transferência de calor, calculados a partir dessas medições e do fluxo de calor, são exibidos na Figura 6.20.

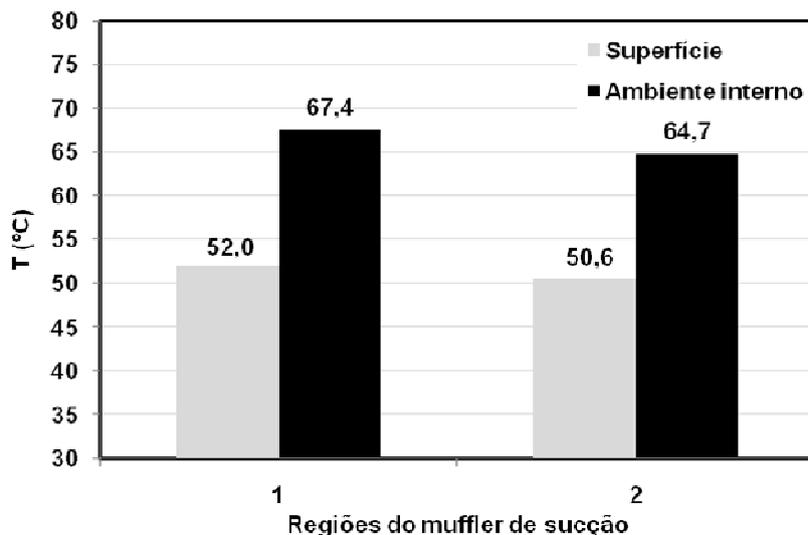


Figura 6.19 – Temperaturas superficiais e do ambiente interno referentes ao muffler de sucção.

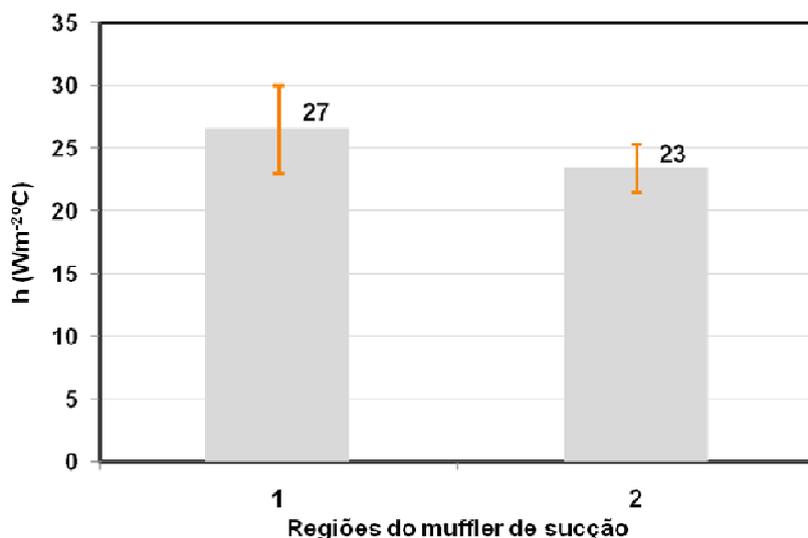


Figura 6.20 - Coeficientes de transferência de calor no muffler de sucção.

Para a região *Muffler frontal* (1), a temperatura de referência (ou de ambiente interno) é adotada como sendo a indicação do termopar localizado em frente a esta região, denominado *AI muffler sucção*. Por outro lado, para a região *Muffler traseiro* (2), a temperatura de referência não é medida diretamente, mas sim estimada como sendo a média entre as temperaturas superficiais da própria região (2) e da região *Estator muffler sucção* (3), separadas por uma distância de aproximadamente 2 mm.

A análise da Figura 6.19 permite concluir que as regiões (1) e (2) estão submetidas a potenciais de temperatura também muito semelhantes. A Figura 6.20 mostra que, em

função dos níveis de fluxo de calor e potencial de temperatura, os coeficientes locais de transferência de calor resultam também em valores similares para as duas regiões. A baixa magnitude dos coeficientes de transferência de calor sugere que não existe uma forte interação térmica entre o escoamento de óleo e o muffler de sucção.

Como comentado no Capítulo 5, além da instrumentação na superfície do muffler de sucção, foram instrumentados outros dois termopares adicionais: um no orifício de entrada do componente e outro no orifício de saída, junto à câmara de sucção. O principal objetivo dessa instrumentação foi obter a taxa de transferência de calor total pelas paredes do componente, via balanço de energia, e compará-la com o valor calculado através da integração dos valores de fluxos de calor, de forma semelhante ao realizado para a carcaça. O balanço de energia no muffler de sucção pode ser escrito da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{MS;BE} = \dot{m}(h_{CS} - h_{EMS}) \quad (6.14)$$

onde  $\dot{Q}_{MS;BE}$  representa a taxa de transferência de calor através da parede do muffler de sucção, enquanto que  $h_{CS}$  e  $h_{EMS}$  são as entalpias específicas do fluido refrigerante na saída e na entrada do muffler de sucção, respectivamente. As entalpias foram avaliadas com base na pressão de sucção (= 1,148 bar) e nas temperaturas medidas na saída e na entrada do muffler (46,6°C e 40,4°C, respectivamente).

De forma análoga ao realizado para a carcaça, a área externa do muffler de sucção foi dividida em duas regiões, consideradas de mesmas dimensões, visando a ponderação das duas medições de fluxo de calor. Assim, como as áreas de troca de calor das duas regiões são iguais, a taxa de transferência de calor pode ser obtida pela multiplicação da média aritmética dos dois valores de fluxo de calor pela área total externa do muffler:

$$\dot{Q}_{MS;SFC} = \frac{q''_1 + q''_2}{2} A_{MS} \quad (6.15)$$

onde  $\dot{Q}_{MS;SFC}$  representa a taxa de transferência de calor pela parede do muffler de sucção,  $A_{MS}$  é a área total da parede externa do muffler, enquanto que  $q''_1$  e  $q''_2$  são os fluxos de calor medidos nas regiões *Muffler frontal* (1) e *Muffler traseiro* (2),

respectivamente. A área do muffler de sucção, bem como as áreas das paredes interna e externa da carcaça foram obtidas de um modelo em CAD do compressor.

O cálculo da taxa de transferência de calor via balanço de energia e através da integração das medições dos fluxos de calor forneceram valores de 9,0 W e 7,3 W, respectivamente. Portanto, o calor calculado via integração dos fluxos de calor é 19% menor do que o valor obtido do balanço de energia.

Uma fonte responsável por esta diferença é associada a uma região conhecida como “pescoço” do muffler de sucção, caracterizada por apresentar um fluxo de calor bastante superior ao das demais regiões do muffler (Pereira *et al.*, 2008). Isto acontece porque o “pescoço” do muffler de sucção contém a câmara de sucção, a qual está localizada em uma região de contato direto com a tampa da câmara de descarga. Esta, por sua vez, possui suas paredes com níveis elevados de temperatura, pois recebe o gás descarregado pelo cilindro ao final do processo de compressão. A proximidade e a diferença de temperatura entre as câmaras de sucção e de descarga acabam proporcionando taxas elevadas de troca de calor no pescoço do muffler de sucção, acarretando em um aquecimento mais intenso do gás em relação às demais regiões do muffler. A Figura 6.21 mostra, em uma vista explodida, o encaixe do muffler de sucção na tampa da câmara de descarga.

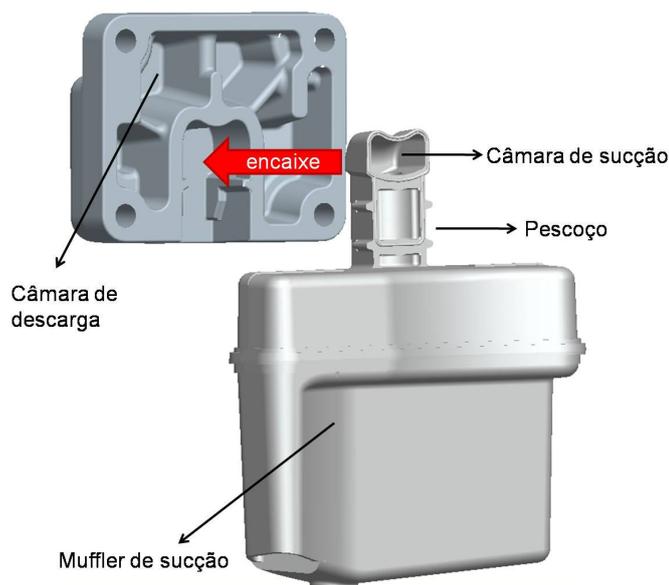


Figura 6.21 – Vista traseira explodida do muffler de sucção e câmara de descarga.

Devido a ausência de SFC's na região do “pescoço” do muffler de sucção, o cálculo da taxa de transferência de calor via integração das medições de fluxo de calor

fica comprometido, com uma tendência de ser subestimado. Sendo assim, o valor obtido via balanço de energia é mais confiável.

Finalmente, deve ser mencionado que o aquecimento concentrado na região do pescoço do muffler de sucção é extremamente prejudicial para o desempenho termodinâmico do compressor. Por esta razão, estudos visando o isolamento térmico adequado desta região são de extrema importância para redução de perdas energéticas do compressor, originadas pelo superaquecimento do sistema de sucção.

### b) Motor

Medições de fluxo de calor no motor elétrico de indução do compressor foram realizadas em quatro regiões laterais do estator e os resultados correspondentes são apresentados nas Figuras 6.22 e 6.23. As quatro regiões de medições estão identificadas na Figura 5.6 com as numerações de (3) a (6).

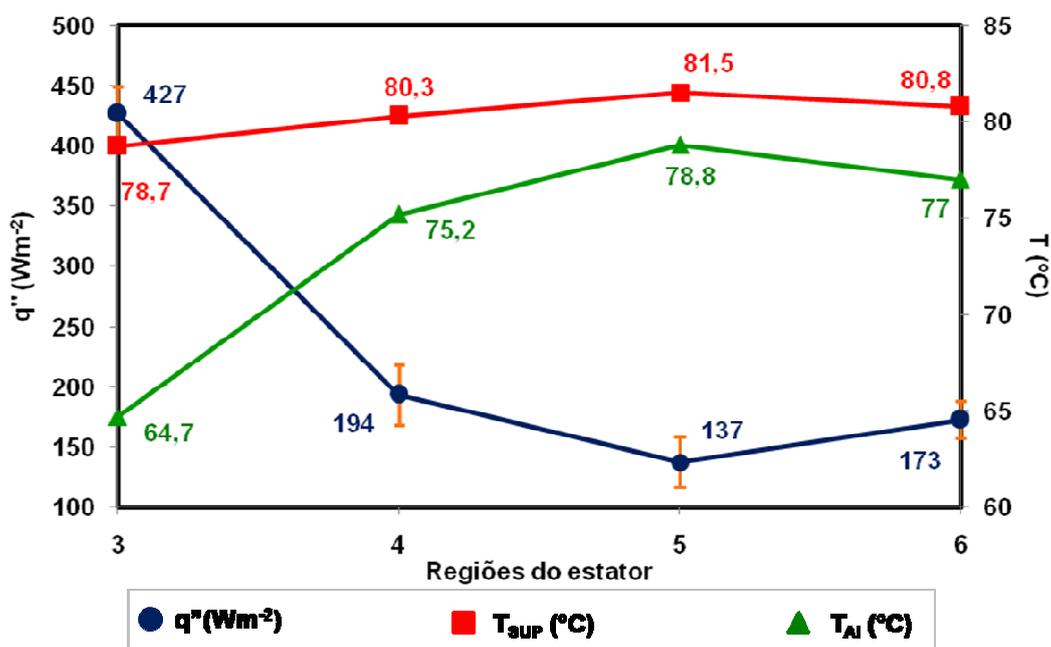


Figura 6.22 - Fluxo de calor e potenciais de temperatura no estator.

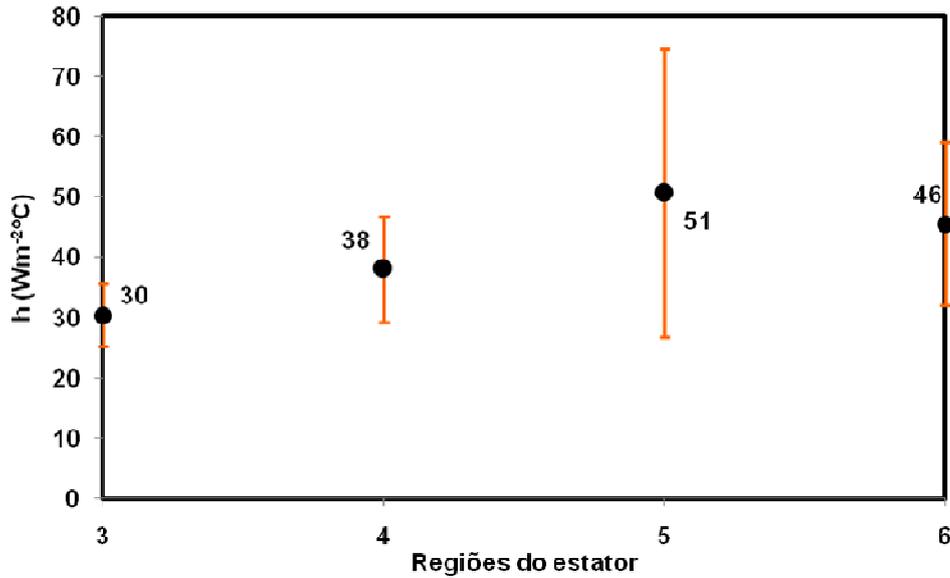


Figura 6.23 – Coeficientes de transferência de calor no estator.

Conforme mostrado na Figura 6.22, o fluxo de calor na região *Estator muffler sucção* (3) é superior ao dobro dos valores medidos nas demais regiões do motor. Isto ocorre porque a região *Estator muffler sucção* (3) está localizada frente à região *Muffler traseiro* (2), a qual possui níveis de temperatura bem inferiores aos do estator e, assim, proporciona um maior potencial de troca de calor. No entanto, como já mencionado, a distância entre essas duas superfícies é de apenas 2 mm, dificultando a atuação do mecanismo convectivo de troca de calor e aumentando a contribuição relativa da condução e da radiação. A Figura 6.24 mostra um esquema da interação térmica entre as duas regiões, empregada para a obtenção de estimativas das parcelas de troca de calor devido aos diferentes mecanismos.

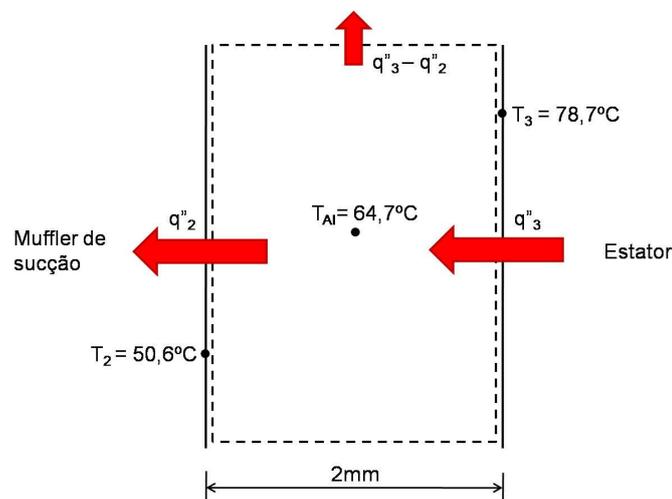


Figura 6.24 – Esquema da interação térmica entre estator e muffler de sucção.

Assumindo que os dois componentes possam ser considerados corpos cinzas e que as superfícies são de dimensões semelhantes, estando muito próximas e paralelas, o fluxo de calor por radiação entre elas,  $q''_{3-2;RAD}$ , pode ser estimado através de:

$$q''_{3-2;RAD} = \frac{\sigma(T_3^4 - T_2^4)}{\left[ \left( \frac{1}{\varepsilon_2} \right) + \left( \frac{1}{\varepsilon_3} \right) - 1 \right]} \quad (6.16)$$

onde  $T_3$  e  $T_2$  são suas temperaturas,  $\varepsilon_2$  e  $\varepsilon_3$ , as emissividades. Além disso, assume-se que as emissividades são iguais à dos SFC's, fornecida pelo fabricante como sendo da ordem de 0,7, e que seu valor não varia com a temperatura. Com base nesses valores, a estimativa de fluxo de calor por radiação é da ordem de  $130 \text{ W/m}^2$ , ou seja, 40% e 30% do calor indicado pelos SFC's nas regiões 2 e 3, respectivamente.

A troca de calor por condução entre as duas superfícies, se considerada unidimensional, pode ser equacionada como:

$$q''_{3-2;COND} = k_{GÁS} \frac{T_3 - T_2}{\delta} \quad (6.17)$$

onde  $q''_{3-2;COND}$  representa o fluxo de calor por condução,  $k_{GÁS}$  ( $= 0,018 \text{ W/(m}^\circ\text{C)}$ ) é a condutividade térmica do fluido refrigerante avaliada na média das temperaturas das duas regiões e  $\delta$  ( $= 2 \text{ mm}$ ) é a distância entre as superfícies (2) e (3). Aplicando a equação (6.17), encontra-se que o fluxo de calor por condução é da ordem de  $230 \text{ W/m}^2$ , correspondendo a 70% e 54% do valores medidos pelos SFC's nas regiões (2) e (3), respectivamente.

Deve ser salientado que as estimativas dos fluxos de calor por radiação e por condução são feitas com o propósito de simplesmente fornecer uma melhor compreensão do fenômeno e comprovar que, de fato, o mecanismo convectivo de troca de calor não é dominante na interação térmica entre as regiões (2) e (3).

Do ponto de vista de coeficientes locais de transferência de calor, conclui-se da Figura 6.23 que existe uma distribuição uniforme no estator, principalmente quando se considera que as diferenças entre os valores médios em cada região são menores do que a incerteza expandida. De fato, deve ser destacado que a incerteza associada ao coeficiente de transferência de calor na região *Estator muffler descarga* (5) é de quase 50%. O

principal motivo disto está associado ao nível de incerteza da medição das temperaturas da superfície e do gás, a qual se torna crítica frente à pequena diferença entre os valores médios das mesmas. No presente caso, a temperatura da superfície da região (5) e a temperatura de referência do gás no ambiente interno são iguais a  $81,5 \pm 1,0^\circ\text{C}$  e  $78,8 \pm 1,5^\circ\text{C}$ , respectivamente, resultando em uma diferença de apenas  $2,7^\circ\text{C}$ . Esta diferença de temperatura é muito pequena e da ordem das incertezas da própria medição das temperaturas. Os valores de coeficiente de transferência de calor para as regiões *Estatórotor* e *Muffler de sucção* (3) e *Muffler traseiro* (2) foram calculados com base na temperatura de referência média de  $64,7^\circ\text{C}$ , resultando em valores iguais a  $23 \pm 2 \text{ W/m}^2\text{C}$  para região (2) e  $30 \pm 5 \text{ W/m}^2\text{C}$  para região (3).

Da mesma forma como foi realizada uma verificação dos fluxos de calor medidos na carcaça e no muffler de sucção, realizou-se também um balanço de energia para o estator do motor, visando uma comparação com as medições. Como ilustrado na Figura 5.6, o estator foi dividido em quatro regiões e cada uma delas foi representada por um SFC. Sendo assim, a taxa de transferência de calor total,  $\dot{Q}_{ESTATOR}$ , rejeitada por esse componente é:

$$\dot{Q}_{EST} = \left( \sum_{i=3}^6 q''_i A_i \right)_{EST} \quad (6.18)$$

onde  $q''_i$  é o fluxo de calor indicado pelo SFC<sub>i</sub> na região de área  $A_i$ , identificados pelo subíndice  $i$ , com a numeração de cada região representada na Figura 5.6. A exemplo da carcaça e do muffler de sucção, a área de cada região foi extraída de um modelo CAD do compressor. A integração da equação (6.18) forneceu uma taxa de transferência de calor total de 5,9 W.

Por outro lado, é possível fazer uma estimativa da quantidade de calor dissipada pela área lateral do estator, partindo do conceito de eficiência elétrica e de alguns dados típicos de perdas em motores elétricos de indução. Conforme definido no Capítulo 1, a eficiência elétrica de um compressor,  $\eta_E$ , pode ser expressa por:

$$\eta_E = \frac{\dot{W}_{EIXO}}{\dot{W}_C} \quad (6.19)$$

onde  $\dot{W}_{EIXO}$  é a potência transmitida ao eixo de acionamento e  $\dot{W}_c$  é a potência elétrica fornecida ao compressor. Segundo Possamai & Todescat (2004), a eficiência elétrica do compressor é da ordem de 87%. Sendo assim, para um consumo médio de 152 W, a potência fornecida ao eixo é de aproximadamente 132 W, de maneira que 20 W são dissipados pelo motor na forma de calor para o ambiente interno do compressor. Contudo, a rejeição desse calor é distribuída em todo o motor (rotor, fios de cobre e ferro do estator).

Segundo dados típicos de fabricantes de motores elétricos, as perdas no rotor, nos fios de cobre e no ferro do estator são em torno de 16%, 48% e 36%, respectivamente, o que no presente caso corresponde a 3,2, 9,6 e 7,2 W do calor total rejeitado pelo motor.

O calor gerado pelo rotor é dissipado preferencialmente por sua extremidade inferior, que é composta de alumínio e mantém contato com o óleo lubrificante do cárter, via a bomba de sucção óleo, acoplada ao eixo. O calor gerado por efeito Joule nos fios de cobre foi dividido em duas parcelas, uma associada aos anéis de bobina superior e inferior ao estator e outra ligada à parte dos fios entrelaçada nas ranhuras do estator. A estimativa dessas duas parcelas foi feita através de uma ponderação em uma base volumétrica dos fios de cobre. Como o volume de cobre dos anéis corresponde a 66% do total, estimou-se assim que a quantidade de calor rejeitada naquela região é igual a 6,4 W, com o volume de cobre entrelaçado no estator dissipando 3,2 W. Desta forma, a quantidade de calor total dissipada pelo estator é igual a 10,4 W, mas essa quantidade de calor não sai toda pela área lateral, onde os sensores estão fixados. A Figura 6.25 mostra uma imagem do motor elétrico do compressor, com destaque para as trocas de calor nas diversas regiões. Percebe-se que parte do calor dissipado no estator é rejeitado pelas superfícies inferior e superior do mesmo, através das parcelas  $q''_{EST,INF}$  e  $q''_{EST,SUP}$ .

Pelo fato de o processo de fabricação do estator consistir na prensagem de chapas laminadas de um aço com propriedades ferro-magnéticas, a condutividade térmica do estator é de caráter anisotrópico, ou seja, apresenta valores diferentes nas direções direções normal e tangencial às chapas. Segundo Bousbaine (1999), a condutividade térmica na direção tangencial vale 38,8 W/(m°C) e na direção normal vale 1,8 W/m°C. Partindo desse dado, estimou-se que 0,6 W são rejeitados pelas superfícies superior e inferior do estator e 9,8 W, pela área lateral. O calor dissipado na área lateral (9,8 W) é, de fato, o valor a ser comparado com o calor obtido da integração das medições de fluxo

de calor, igual a 5,9 W. Assim, a diferença percentual do resultado obtido das medições em relação ao valor estimado a partir de dados de perdas localizadas é de 40%.

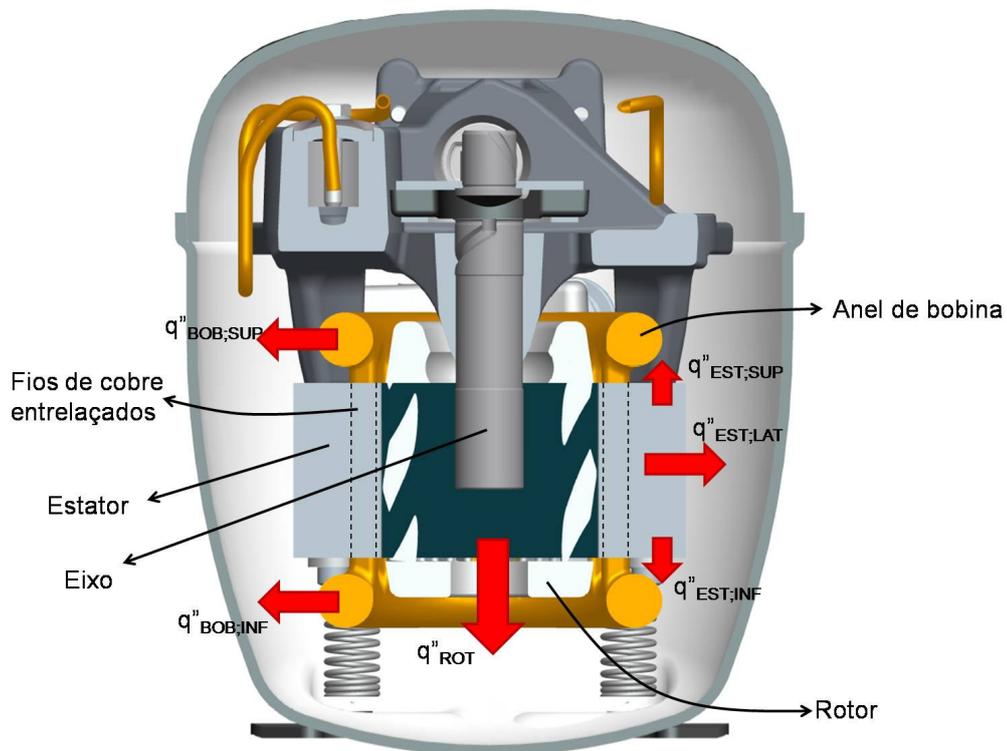


Figura 6.25 – Corte no motor elétrico do compressor.

Existe um aspecto referente ao escoamento de óleo nas regiões chanfradas do estator, mostradas na Figura 6.26, que deve ser ainda considerado. Observa-se que o óleo escoava com maior intensidade nessas regiões do que nas regiões laterais planas, onde os SFC's são instalados. Sendo assim, a troca de calor nas regiões chanfradas é subestimada pelas medições nas regiões planas, contribuindo para a diferença de 40% observada entre os valores obtidos via perdas no estator e através das medições.

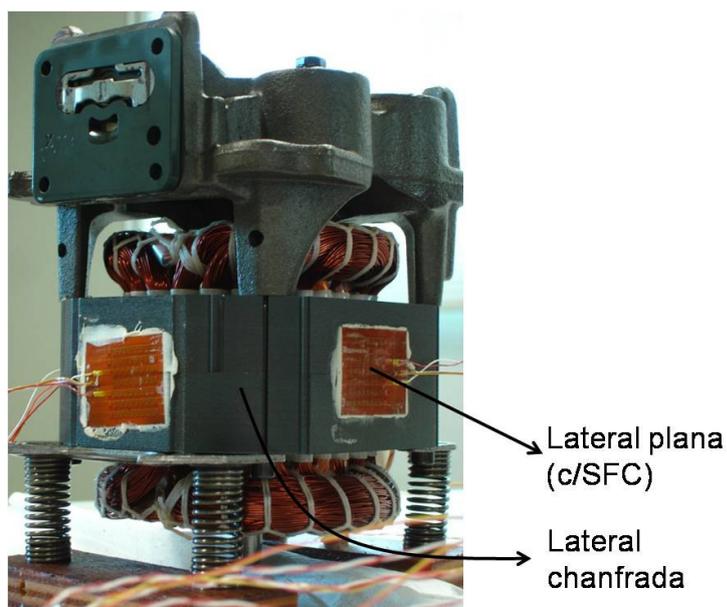


Figura 6.26 – Estator com destaque para suas regiões laterais.

### c) Cilindro

O fluxo de calor foi determinado em quatro regiões da parede externa do cilindro, conforme identificadas na Figura 5.8 e representadas pelas numerações de (8) a (11). Resultados obtidos das medições para fluxo de calor e coeficiente local de troca de calor são apresentados nas Figuras 6.27 e 6.28, respectivamente.

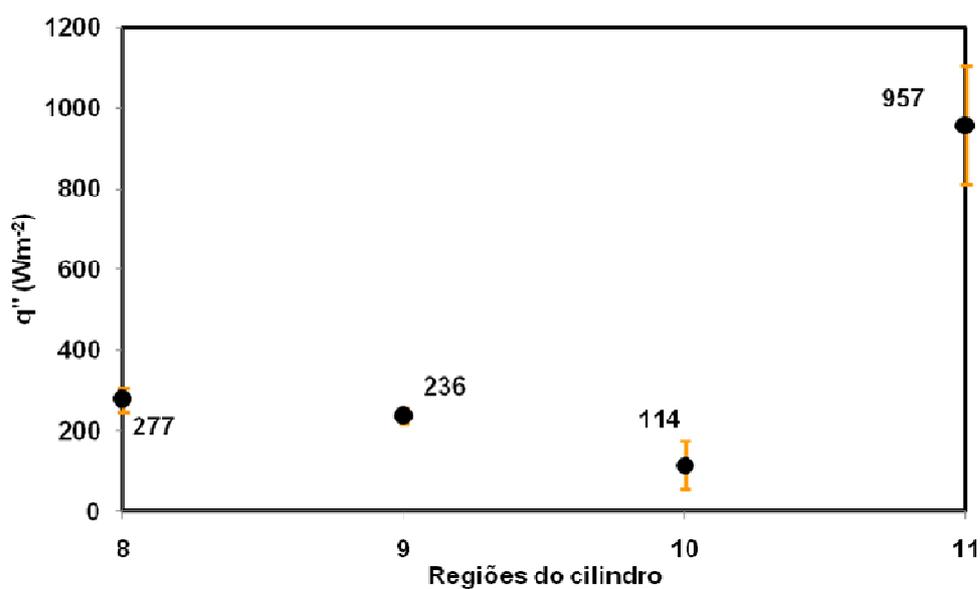


Figura 6.27 – Fluxo de calor na parede externa do cilindro.

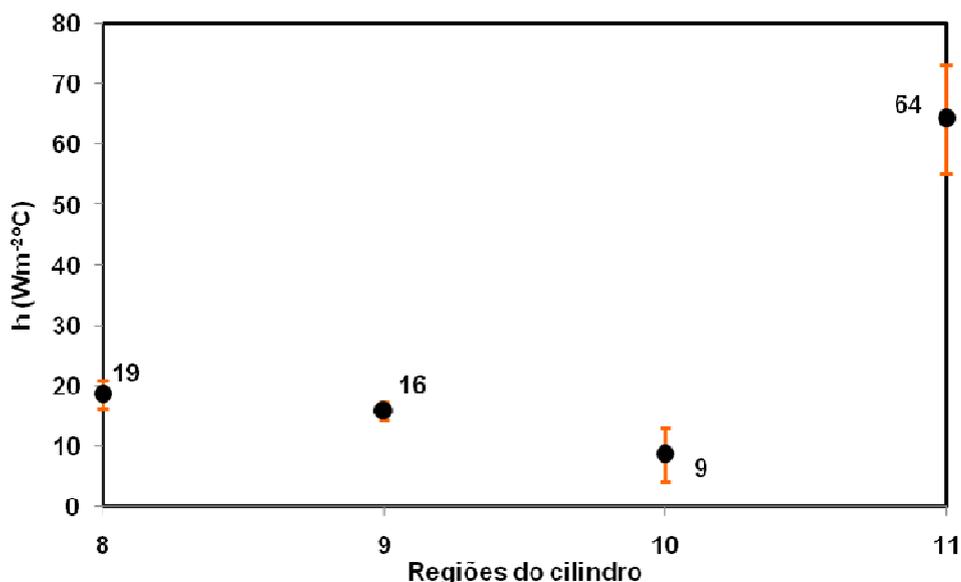


Figura 6.28 – Coeficiente de transferência de calor na parede externa do cilindro.

A temperatura da superfície do cilindro foi medida por um termopar instrumentado na região superior, próximo a um SFC responsável pela medição do fluxo de calor naquela posição. Certamente, a temperatura não é uniforme ao longo de toda a superfície do cilindro, no entanto, tornou-se inviável a instalação de mais sensores no compressor, haja vista a grande quantidade de fios já existentes, os quais podem eventualmente descaracterizar o próprio fenômeno sendo medido. A temperatura de referência usada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor nas regiões (8), (9) e (11) foi tomada como sendo a média das medições dos termopares *AI difusor de ar* e *AI muffler descarga*. A temperatura de referência da região (10) foi avaliada como sendo somente a temperatura medida pelo termopar *AI muffler descarga*, devido à sua maior proximidade ao mesmo. A temperatura superficial do cilindro é igual a  $91,9^{\circ}\text{C}$ , enquanto que as temperaturas *AI difusor de ar* e *AI muffler descarga* são  $75,2^{\circ}\text{C}$  e  $78,8^{\circ}\text{C}$ , respectivamente, ocasionando uma temperatura média de  $77,0^{\circ}\text{C}$ .

Observando as Figuras 6.27 e 6.28, evidencia-se claramente que o nível de fluxo de calor na região *Cilindro traseiro* (11) se destaca em relação aos fluxos nas demais regiões. O fluxo de calor médio apontado pelo SFC na região (11) é de  $957 \text{ W/m}^2$ , um valor mais do que três vezes superior ao fluxo de calor médio lido pelo SFC instalado na região *Cilindro superior* (8). A explicação para esta notável diferença está relacionada à grande intensidade da convecção forçada na região traseira do cilindro, proporcionada pelo movimento rotacional do eixo de acionamento. Além de promover uma intensa movimentação do gás refrigerante, o eixo também borrija gotículas de óleo contra esta

região, de forma que o mecanismo convectivo de troca de calor possui a contribuição desses dois efeitos sobrepostos. A Figura 6.28 mostra que o coeficiente de transferência de calor médio obtido entre a região *Cilindro traseiro* (11) e o ambiente interno é de 64 W/(m<sup>2</sup>°C), enquanto que para outras regiões o valor médio do coeficiente é aproximadamente 15 W/(m<sup>2</sup>°C).

A comparação dos resultados experimentais de transferência de calor com estimativas obtidos de balanços de energia, como realizado para carcaça, muffler de sucção e estator, é uma tarefa praticamente inviável para o cilindro, bem como para o muffler de descarga. A complexidade geométrica desses componentes associada ao fato de estarem combinados em uma mesma estrutura, formada por um bloco de ferro fundido, dificulta a escolha de áreas para a ponderação das medições de fluxo de calor. Além disto, existe também uma dificuldade para a interpretação da origem das quantidades de calor medidas, ou seja, definição sobre quanto do calor medido em um componente é gerado nele próprio. Este último aspecto decorre do fato de que existe uma difusão de calor bastante significativa através de todo o bloco do compressor, como será visto adiante.

#### **d) Sistema de descarga**

Os resultados de fluxo de calor, temperatura e coeficientes de transferência de calor para o sistema de descarga, que abrange a tampa da câmara de descarga e os volumes Helmholtz (ou muffler de descarga), são apresentados na Figuras 6.29 e 6.30. Cada uma das regiões do sistema de descarga podem ser identificadas na Figura 5.8, através das numerações de (12) a (18), com exceção à região *Tampa da câmara de descarga* (7), exibida na Figura 5.7.

Percebe-se das Figuras 6.29 e 6.30 que os maiores níveis de fluxo de calor no sistema de descarga ocorrem nas regiões *Volume 1 Helmholtz esquerda* (13) e *Volume 2 interno* (17). De forma análoga ao que ocorre na região *Cilindro traseiro* (11), a intensa troca de calor na região (13) é provocada pela grande movimentação de gás refrigerante e óleo promovida pela rotação do eixo de acionamento do compressor, traduzida em um coeficiente de transferência de calor médio igual a 106 W/(m<sup>2</sup>°C). Este, por sua vez, é calculado a partir da temperatura superficial do *Volume 1 Helmholtz esquerda* (13) e da temperatura de referência, tomada como a temperatura média (77,0°C) das medições dos termopares *AI difusor de ar* e *AI muffler descarga*. Segundo a mesma argumentação feita na análise da transferência de calor no cilindro, a temperatura superficial do Volume 1

Helmholtz deveria ser medida em pelo menos dois pontos, a fim de representar cada um dos SFC's ali instalados. No entanto, isto novamente se tornou inviável devido à grande quantidade de fios já presentes na instrumentação. Assim, as temperaturas superficiais das regiões (12), (13) e (14) são representadas por uma única medição superficial no Volume 1 Helmholtz, e igual a 85,5°C. Analogamente, as temperaturas superficiais das regiões (15), (16) e (17) são consideradas iguais a 87,4°C, medida em apenas um único ponto do Volume 2 Helmholtz.

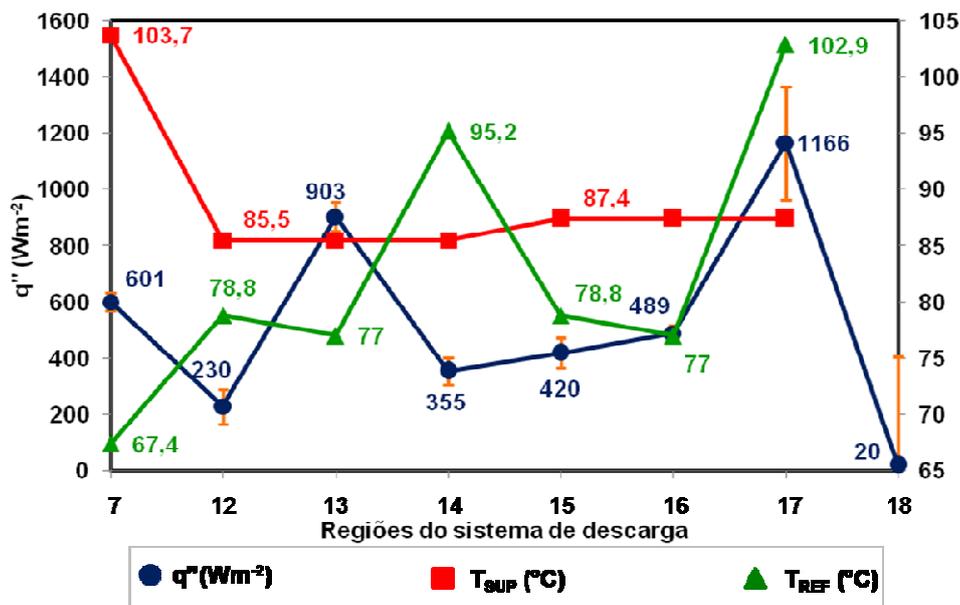


Figura 6.29 - Fluxo de calor e potenciais de temperatura no sistema de descarga.

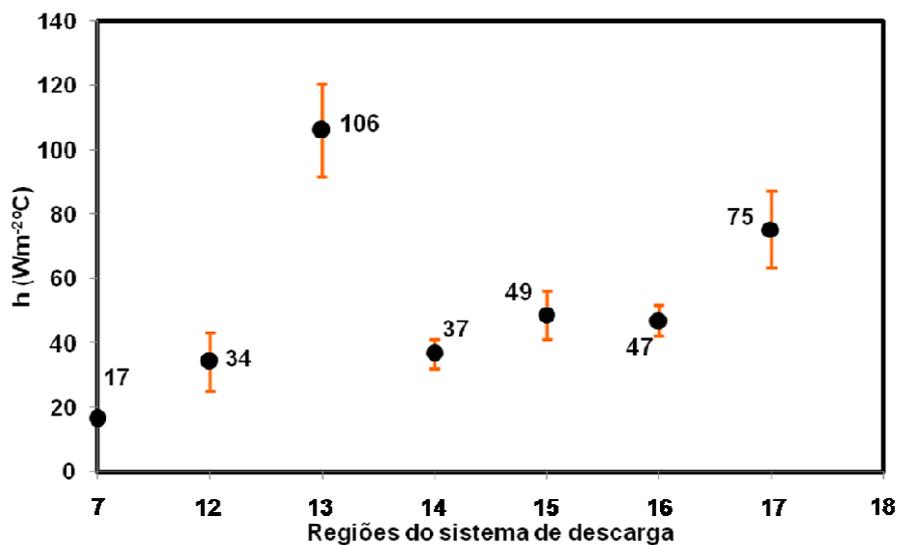


Figura 6.30 – Coeficiente de transferência de calor no sistema de descarga.

Conforme mostra o corte B-B' da Figura 6.31, gás proveniente da câmara de descarga é levado ao *Volume 2 Helmholtz interno* (17) através do tubo comunicante e, ao ser descarregado, origina um escoamento na forma de um jato. Isto origina uma intensa movimentação do gás no interior do volume e, aliado à temperatura elevada do gás do jato, proporciona uma taxa elevada de troca de calor nessa região, representada por um coeficiente de transferência de calor da ordem de  $75 \text{ W}/(\text{m}^2\text{C})$ . Em função da natureza do fenômeno, imagina-se que este coeficiente possa não representar bem toda a área interna da região. Primeiramente, o escoamento desemboca como um jato colidente contra a superfície inferior do *Volume 2 Helmholtz*, originando sobre ela uma maior intensidade de troca de calor do que nas demais superfícies do volume. Além disto, é possível que haja uma estratificação significativa de temperatura no interior do *Volume 2 Helmholtz*, em virtude da presença do jato, o que dificulta a medição de uma temperatura de referência do gás para cálculo do coeficiente de transferência de calor característico.

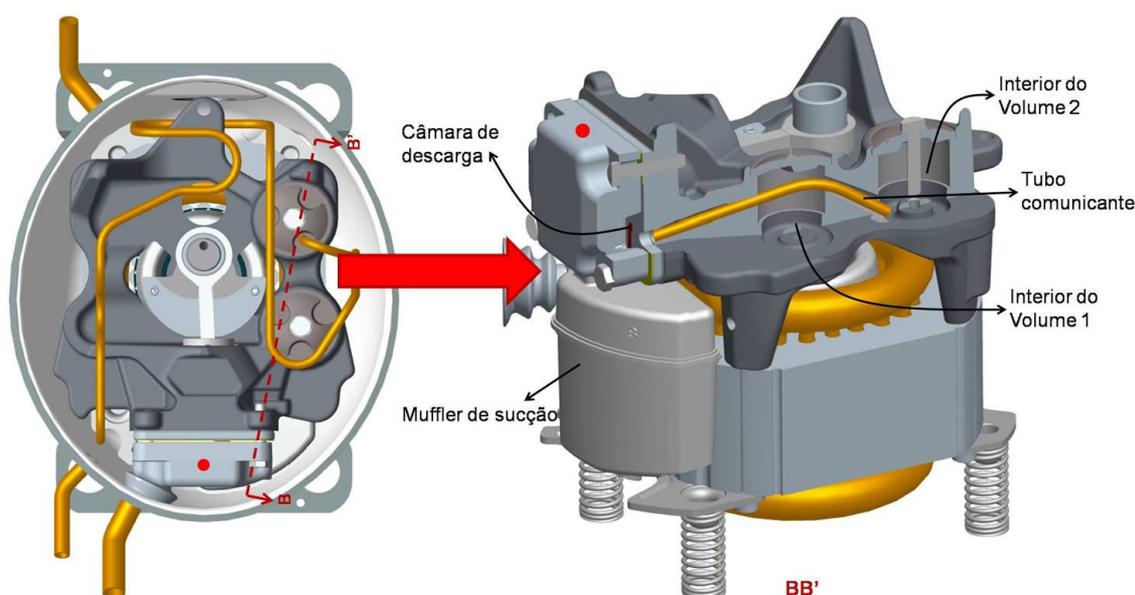


Figura 6.31 – Corte no sistema de descarga do compressor mostrando o tubo comunicante.

Embora o gás refrigerante escoe diretamente da câmara de descarga para o interior do *Volume 2 Helmholtz*, existe uma folga em torno do tubo comunicante, ou furo no bloco, que conecta o *Volume 2 Helmholtz* com o *Volume 1 Helmholtz*, formando dessa união o mufler de descarga. Como a intensidade da movimentação do gás no interior do *Volume 1 Helmholtz* (14) é evidentemente menor do que aquela no interior do *Volume 2 Helmholtz* (17), observa-se que o coeficiente de transferência de calor obtido para a região (14) é metade do coeficiente de troca da região (17). Da mesma forma, a troca de

calor na região (14), de  $355 \text{ W/m}^2$ , é também menos intensa, sendo apenas 30% do fluxo de calor medido na região (17), avaliado em  $1.166 \text{ W/m}^2$ .

Analisando os valores de fluxo de calor medidos no Volume 1 Helmholtz, percebe-se que o fluxo de calor dissipado pela região externa (13) é cerca de 2,5 vezes maior do que na região interna (14). O contrário ocorre no Volume 2 Helmholtz, onde o fluxo de calor trocado no lado interno (17) é aproximadamente 2,5 vezes superior ao valor medido na região externa (16). Adicionalmente, observa-se que as temperaturas no Volume 2 Helmholtz, tanto superficial quanto a do gás em seu interior, são maiores do que as respectivas temperaturas no Volume 1 Helmholtz.

Quando analisadas de forma conjunta, as informações do parágrafo anterior permitem concluir que a difusão de calor nos Volumes 1 e 2 Helmholtz não é unidimensional, e que o principal agente dessa dinâmica térmica é o movimento rotacional do eixo de acionamento do compressor. Como comentado anteriormente, a rotação do eixo promove altos níveis de convecção nas superfícies do *Cilindro traseiro* (11) e do *Volume 1 Helmholtz externo esquerda* (13), localizadas juntas ao mesmo, proporcionando baixíssimas resistências térmicas convectivas junto a estas regiões. Em virtude da redução local da resistência térmica, é criado um caminho preferencial para o calor proveniente do cilindro e do muffler de descarga. A Figura 6.32 ilustra um esquema da interação térmica envolvendo o cilindro, o muffler de descarga e o ambiente interno na região próxima ao eixo. Deve ser observado que o eixo não está representado na figura, para permitir uma melhor representação da dinâmica da transferência de calor entre os componentes. Pode-se perceber claramente que no lado do eixo, os níveis de troca de calor são mais intensos.

Além das medições locais no sistema de descarga, foram estimadas as taxas de transferência de calor rejeitadas pela tampa da câmara de descarga e pelo tubo *bundy* para o ambiente interno do compressor. No caso da câmara de descarga, o calor total dissipado foi calculado a partir do produto entre o valor indicado pelo SFC instalado e a sua área externa total, obtendo-se um valor da ordem de 4,1 W. Contudo, sabe-se que o calor total rejeitado por esse componente é maior, considerando as parcelas de troca de calor com o pescoço do muffler e com o bloco de ferro fundido, via contato com o cilindro.

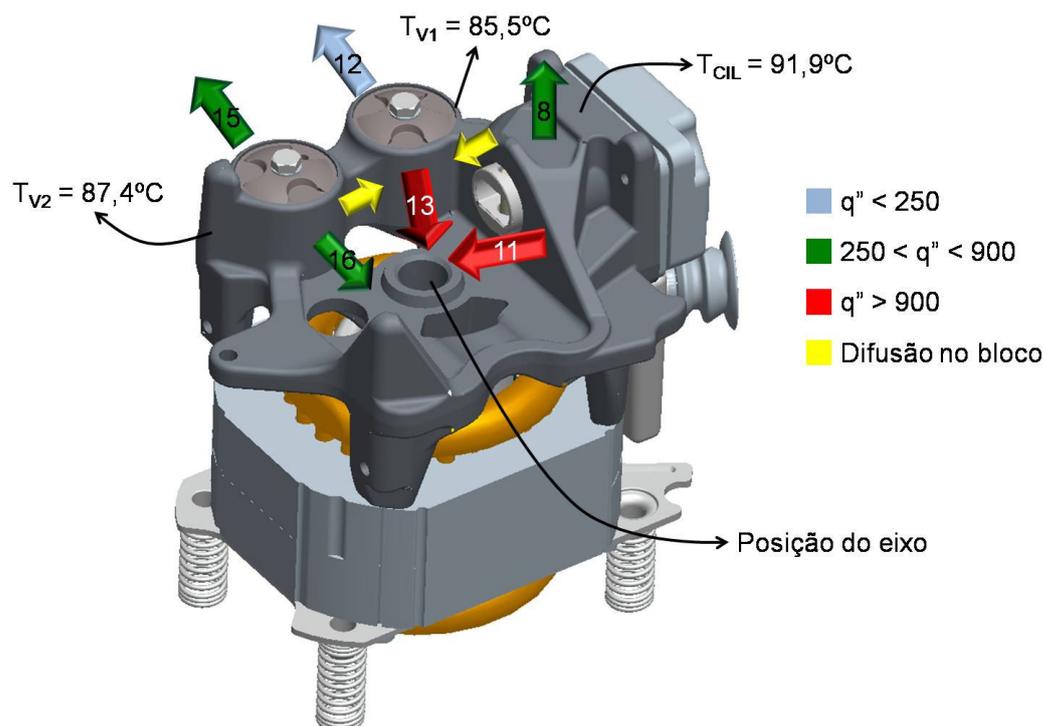


Figura 6.32 – Esquema demonstrando interação térmica entre muffler de descarga, cilindro e ambiente interno, com ênfase à região voltada para o eixo de acionamento.

Devido ao formato geométrico peculiar do tubo *bundy*, tornou-se inviável a instalação de SFC's sobre sua superfície. Sendo assim, a estimativa da taxa de calor dissipada por este componente foi realizada através de um balanço de energia, avaliado a partir das temperaturas medidas nas suas secções de entrada e de saída. A temperatura na secção de entrada foi tomada como sendo a temperatura média do gás no interior do Volume 2 Helmholtz, uma vez que o tubo *bundy* é soldado à tampa desse volume e a sua secção de entrada é localizada no interior do mesmo. A temperatura na saída foi considerada como sendo a temperatura do gás no passador de descarga, medição esta realizada logo na saída do compressor. Este balanço de energia pode ser representado pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{BUNDY} = \dot{m}(h_{SB} - h_{EB}) \quad (6.20)$$

onde  $\dot{Q}_{BUNDY}$  representa a transferência de calor através da parede do tubo *bundy*, enquanto que  $h_{SB}$  e  $h_{EB}$  são as entalpias específicas do fluido refrigerante na saída e na

entrada do tubo *bundy*, respectivamente. As entalpias foram avaliadas na pressão de descarga e nas temperaturas medidas no passador de descarga e no interior do Volume 2 Helmholtz. Os valores médios obtidos para tais temperaturas foram de 89,3°C e 102,9°C, respectivamente.

A partir da equação (6.20), estimou-se uma taxa de transferência de calor de 23,0 W através do tubo *bundy*, ou seja 15% do consumo energético do compressor, demonstrando que este componente é extremamente nocivo, do ponto de vista térmico. A explicação para tamanha quantidade de calor rejeitada pelo tubo *bundy* é vinculada à sua área superficial, equivalente à área da tampa da câmara de descarga, e por ser fabricado em cobre, cuja condutividade térmica é bastante elevada. Além disso, o sistema de bombeamento do compressor origina um jato de óleo sobre algumas regiões do tubo *bundy*, proporcionando intensificações locais no fluxo de calor.

Apesar de seu papel negativo sobre o desempenho térmico do compressor, a presença do tubo *bundy* é fundamental para reduzir os níveis de ruído acústico e de vibrações, induzidos pela pulsação do gás na descarga. Desta forma, modificações de projeto para a redução na transferência de calor devem respeitar os requisitos supracitados do tubo *bundy*. De fato, o projeto do compressor não é definido somente sob a ótica de sua eficiência, mas também em relação a vários outros parâmetros, tais como ruído, confiabilidade e custo de fabricação.

#### 6.4. Efeito da condição de operação

Após a apresentação dos resultados de transferência de calor no compressor para a condição de operação referência (-23,3°C/40,5°C), nesta seção apresenta-se uma análise do efeito da condição de operação sobre a transferência de calor, através da comparação dos resultados da seção anterior com dados obtidos para a condição (-10,0°C/90,0°C). Os objetivos dessa comparação consistem em analisar eventuais diferenças tanto em níveis absolutos de transferência de calor como também na interação térmica entre os componentes do compressor.

A análise comparativa aborda somente duas das três condições testadas, uma vez que os resultados de uma delas (-23,3°C/54,4°C) ficaram muito próximos daqueles obtidos para a condição de referência (-23,3°C/40,5°C), conforme pode ser verificado na Tabela 6.1 no início deste capítulo.

Um fator que determinou a escolha da condição (-10,0°C/90,0°C) para comparação se deve ao fato da mesma representar uma condição limite para a operação do modelo de compressor adotado no presente trabalho. Nesta condição, tanto o motor elétrico quanto o nível de lubrificação dos mancais e o sistema de válvulas operam em níveis críticos. De fato, a condição de operação (-10,0°C/90,0°C) é utilizada para testes de confiabilidade do compressor, recebendo assim a denominação de condição de confiabilidade.

Seguindo o procedimento adotado para a apresentação de resultados na secção 6.3, esta secção foi também dividida em duas subsecções principais, uma destinada à carcaça e outra ao *kit* do compressor. Na primeira parte, os lados interno e externo da carcaça são analisados, enquanto que no caso do *kit* consideram-se o muffler de sucção, motor, cilindro e sistema de descarga.

#### 6.4.1 Carcaça

##### a) Parede interna

Resultados comparativos entre as condições de operação de referência e confiabilidade são apresentados nas Figuras 6.33 a 6.36. Os gráficos foram construídos de forma a facilitarem a visualização das diferenças entre os resultados, indicando valores médios e suas respectivas incertezas expandidas para um grau de confiança de 95%. Para a análise dos resultados desta secção, torna-se necessária uma consulta à Figura 5.4, a fim de verificar as numerações adotadas para identificar cada uma das regiões da parede interna da carcaça.

Os resultados das Figuras 6.33, 6.34 e 6.35 evidenciam níveis de fluxo de calor e temperatura bem distintos entre as duas condições de operação. Observa-se que os aumentos nos valores de fluxo de calor são proporcionais aos aumentos de potencial de temperatura, de forma que os coeficientes locais de transferência de calor permanecem praticamente constantes de uma condição para outra, como mostra a Figura 6.36.

A análise da distribuição do calor rejeitado por cada região da carcaça permite observar se há mudanças percentuais na participação da dissipação de calor total por qualquer uma delas. Para tanto, divide-se a carcaça em tampa, lateral e fundo, de forma a analisar suas contribuições na rejeição total de calor do compressor. A Figura 6.37 mostra

que os percentuais de calor rejeitado por cada uma dessas regiões parecem ser equivalentes em ambas as condições de operação testadas.

Pode-se realizar uma análise ainda mais aprofundada dos resultados da Figura 6.37, subdividindo e examinando separadamente cada uma das regiões envolvidas, com auxílio das Figuras 6.38, 6.39 e 6.40.

Da mesma forma como verificado na Figura 6.37, as diferenças notadas entre os percentuais de calor rejeitado por cada uma das subregiões da tampa, da lateral e do fundo da carcaça são irrisórias. As máximas diferenças observadas estão localizadas nas regiões *Fundo* (5) e *Fundo placa base* (6), mas de apenas três pontos percentuais. Portanto, diante destes resultados, conclui-se que não existem alterações relativas significativas na dinâmica da transferência de calor entre o interior do compressor e a carcaça devido à alteração da condição de operação. Esta é uma conclusão importante, pois indica que a carcaça desempenha o mesmo papel em termos de transferência de calor, independente da condição de operação, podendo também ser caracterizada por um mesmo conjunto de coeficientes locais de troca de calor.

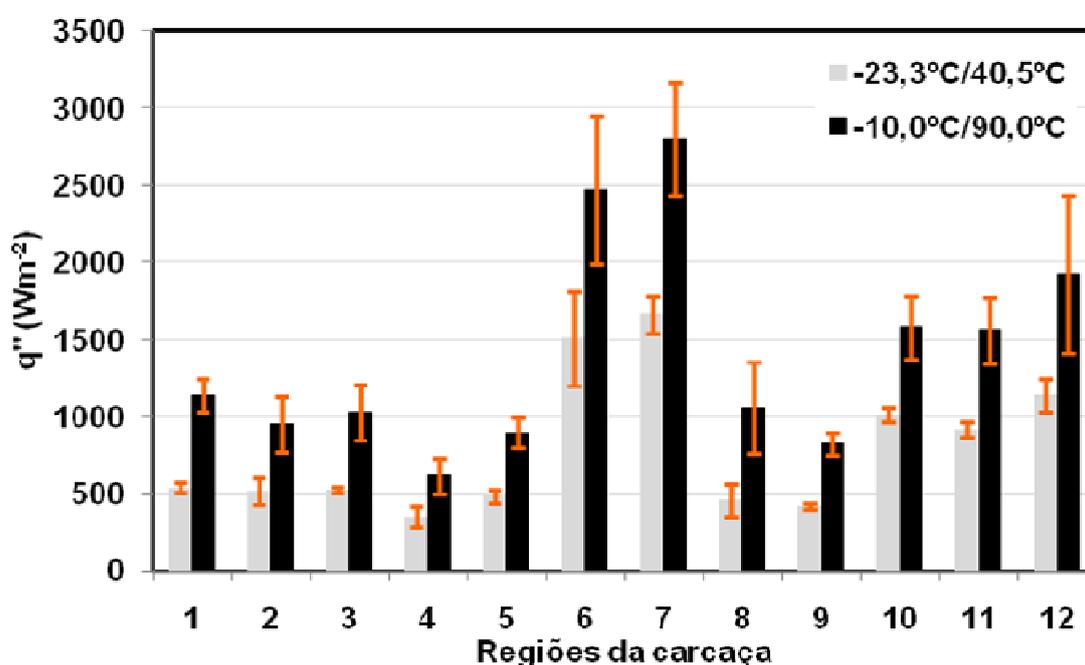


Figura 6.33 – Comparação entre medições de fluxo de calor na parede interna da carcaça em condições de operação de referência e confiabilidade.

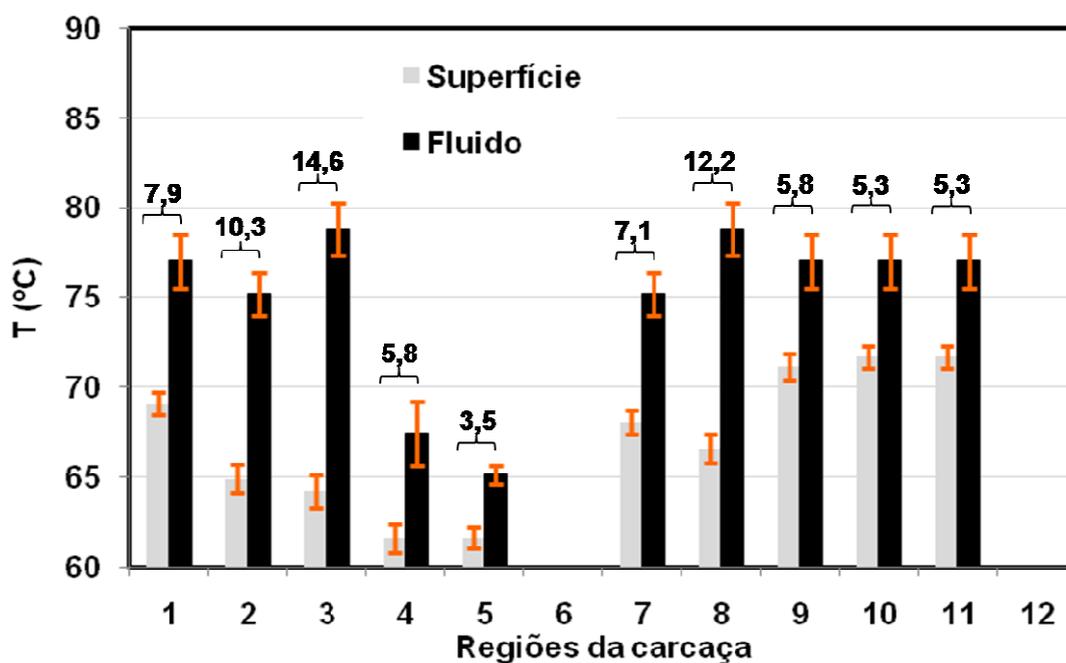


Figura 6.34 – Potenciais de temperatura na parede interna da carcaça em condição de operação de referência.

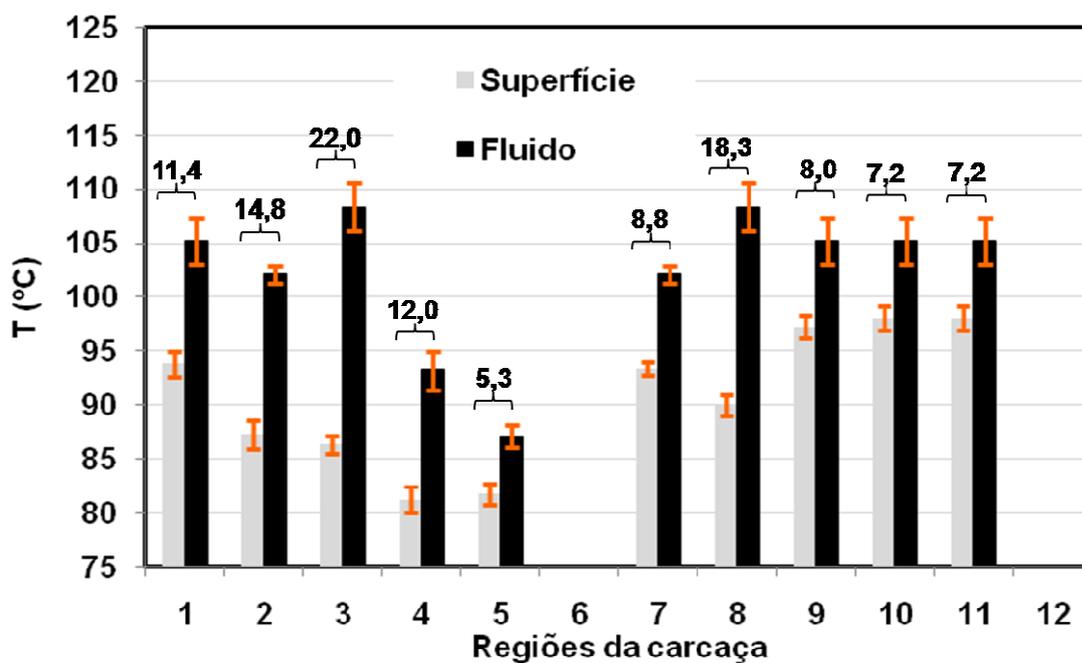


Figura 6.35 – Potenciais de temperatura na parede interna da carcaça em condição de operação de confiabilidade.

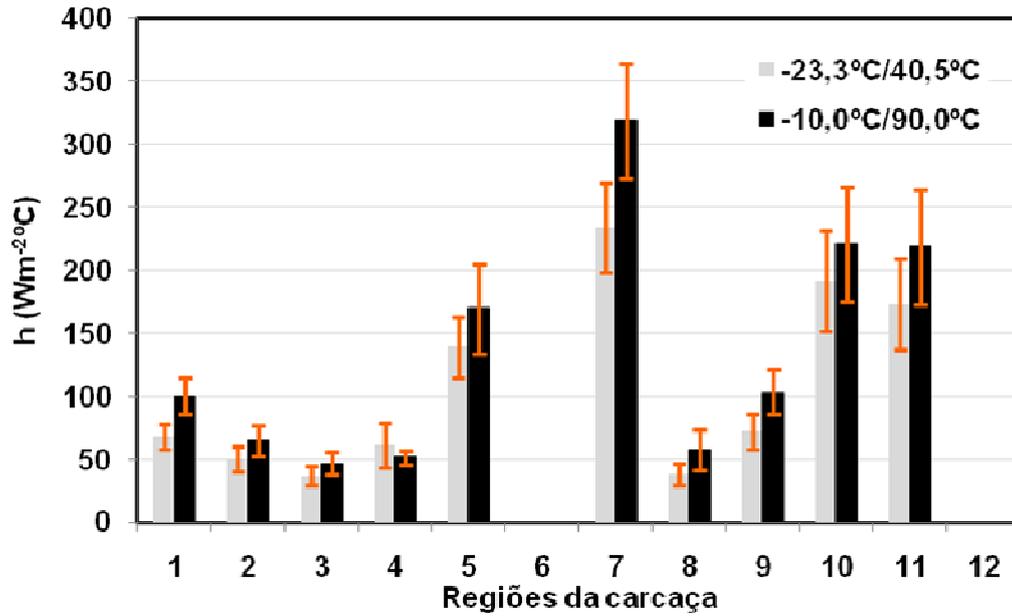


Figura 6.36 – Comparação entre coeficientes de transferência de calor na parede interna da carcaça em condições de operação de referência e confiabilidade.

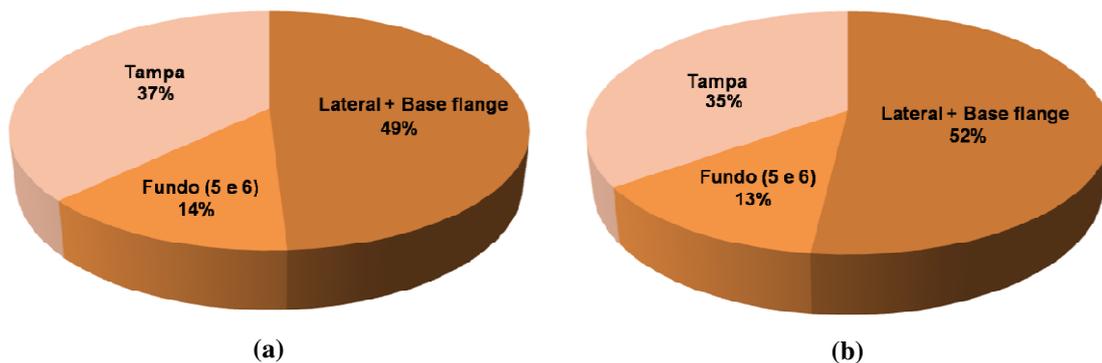


Figura 6.37 – Distribuição do calor rejeitado na parede interna da carcaça em condições de operação de (a) referência e (b) confiabilidade.

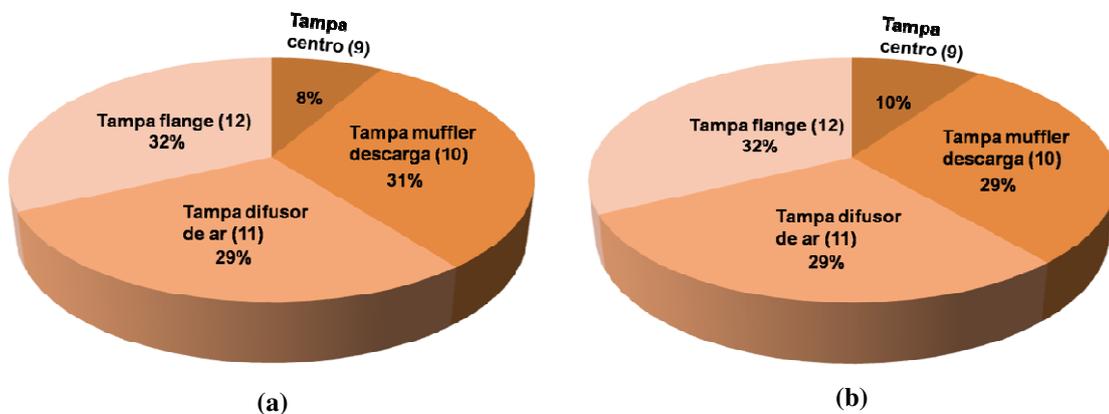


Figura 6.38 - Distribuição do calor rejeitado na parede interna da tampa da carcaça em condições de operação de (a) referência e (b) confiabilidade.

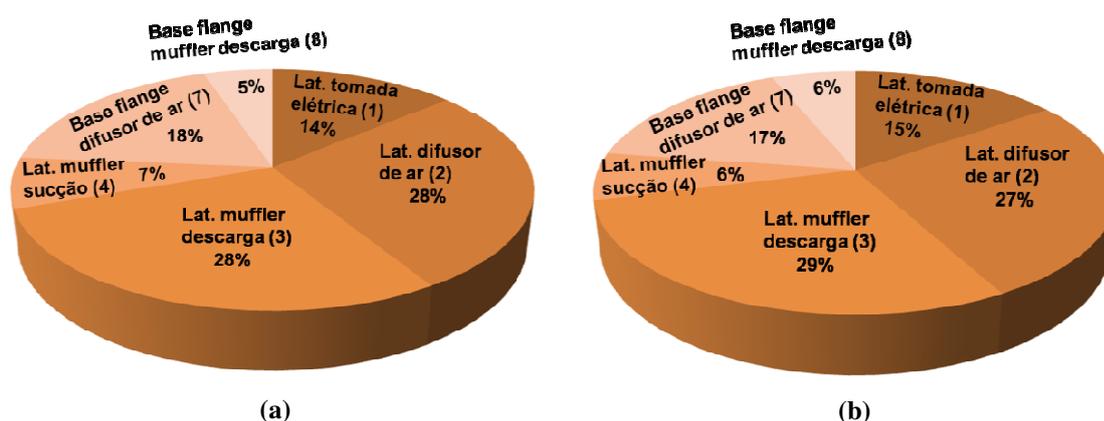


Figura 6.39 - Distribuição do calor rejeitado na parede interna da lateral da carcaça em condições de operação de (a) referência e (b) confiabilidade.

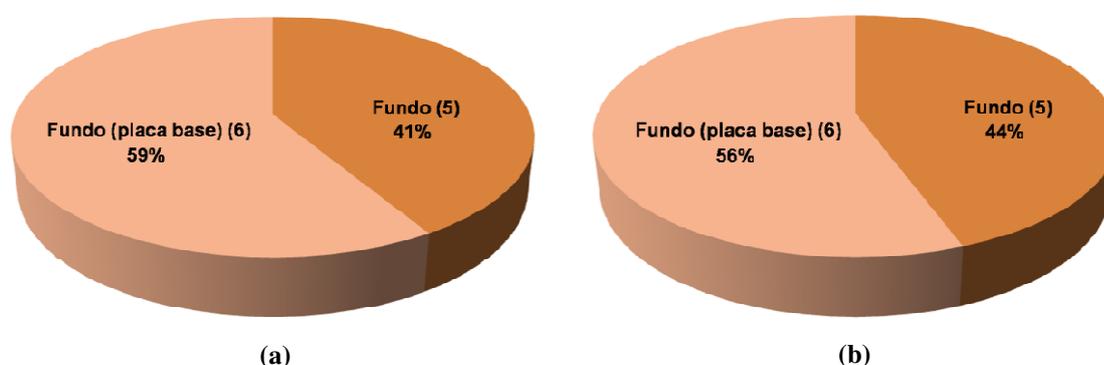


Figura 6.40 - Distribuição do calor rejeitado na parede interna do fundo da carcaça em condições de operação de (a) referência e (b) confiabilidade.

### b) Parede externa da carcaça

Resultados comparativos entre as condições de operação de referência e confiabilidade são apresentados nas Figura 6.41 a 6.44. A análise dos resultados dessas figuras deve ser realizada com referência à Figura 5.2, na qual são indicadas as numerações de cada região da parede externa.

As Figuras 6.41 a 6.43 mostram que, como observado para a parede interna, ocorre um aumento do fluxo de calor e do potencial de temperatura na parede externa da carcaça, decorrente da alteração da condição de operação. Porém, assim também como na parede interna, a Figura 6.44 mostra que não existem variações significativas nos coeficientes locais de transferência de calor entre parede e ar no interior do BOX. Assim, conclui-se que a elevação no fluxo de calor é dominada pelo aumento do potencial de temperatura.

Com a finalidade de extrair mais informações dos resultados, realizou-se uma análise semelhante àquela efetuada para a parede interna da carcaça, comparando os percentuais de rejeição de calor em diferentes regiões da carcaça para as duas condições de operação. A Figura 6.45 apresenta uma comparação dos percentuais de calor rejeitados pela tampa, fundo, lateral e borda flangeada da parede externa da carcaça, demonstrando que não existe alteração significativa de uma condição de operação para a outra.

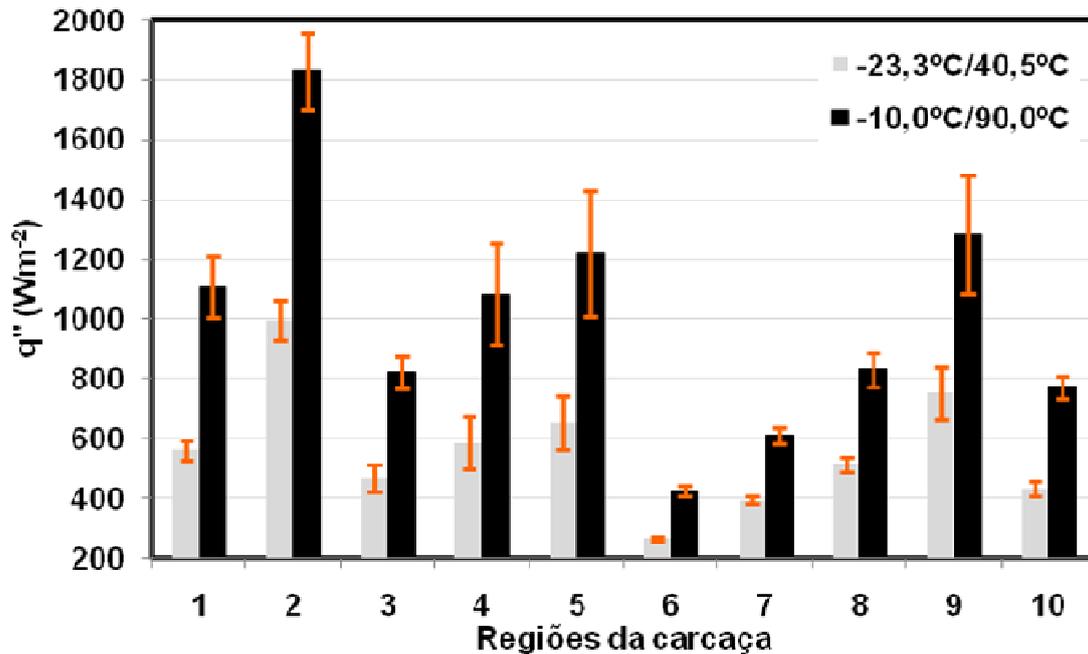


Figura 6.41 – Comparação entre medições de fluxo de calor na parede externa da carcaça em condições de operação de referência e confiabilidade.

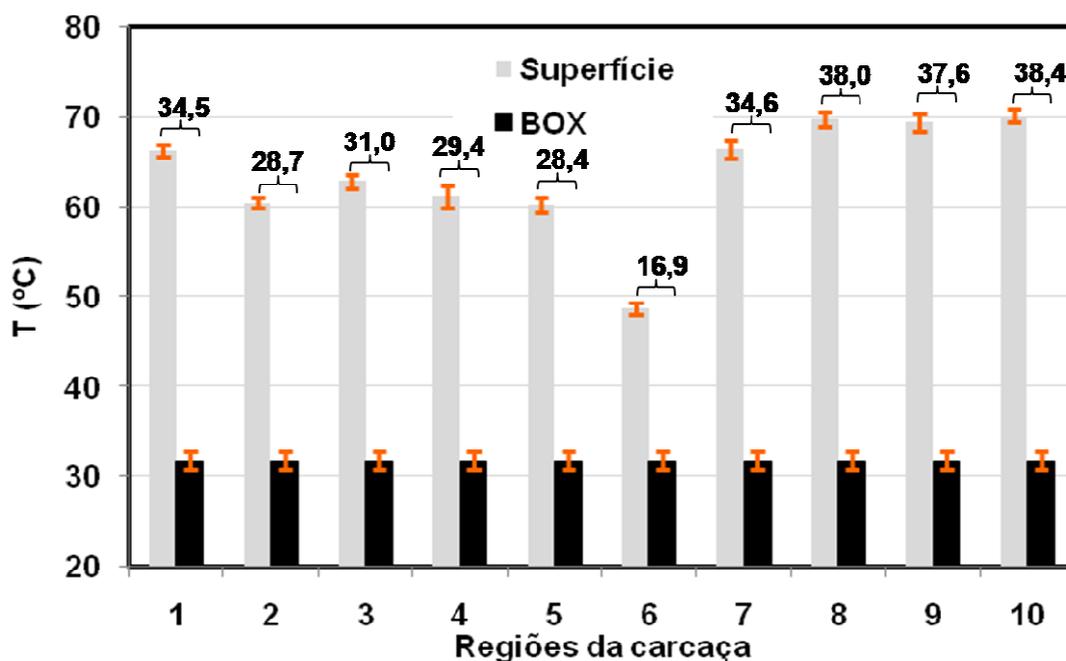


Figura 6.42 – Potenciais de temperatura na parede externa da carcaça em condição de operação de referência.

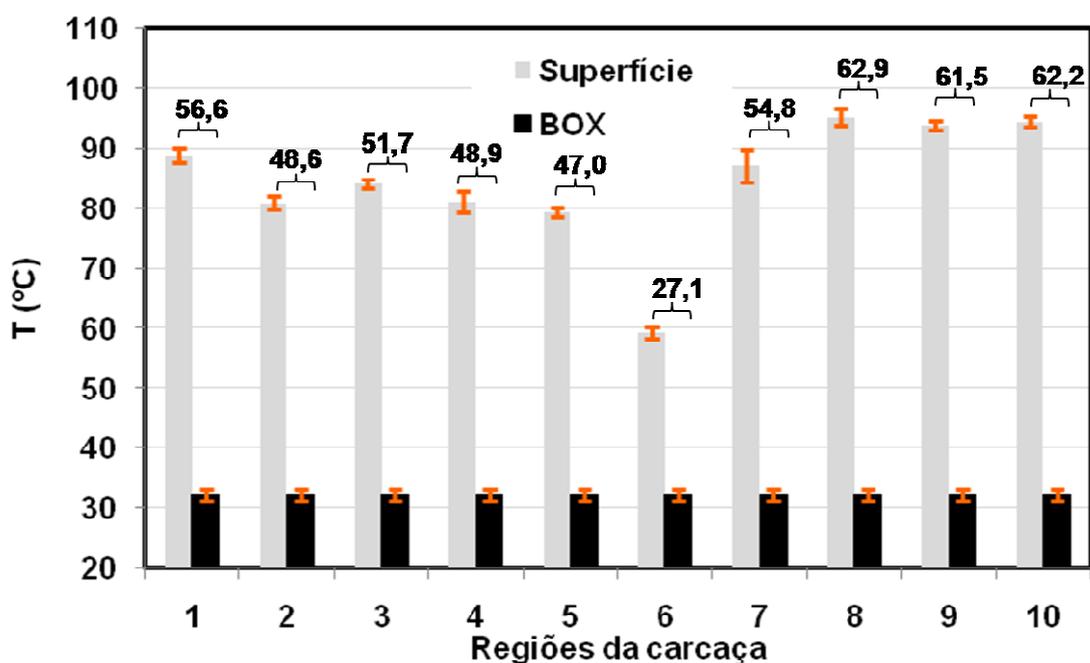


Figura 6.43 - Potenciais de temperatura na parede externa da carcaça em condição de operação de confiabilidade.

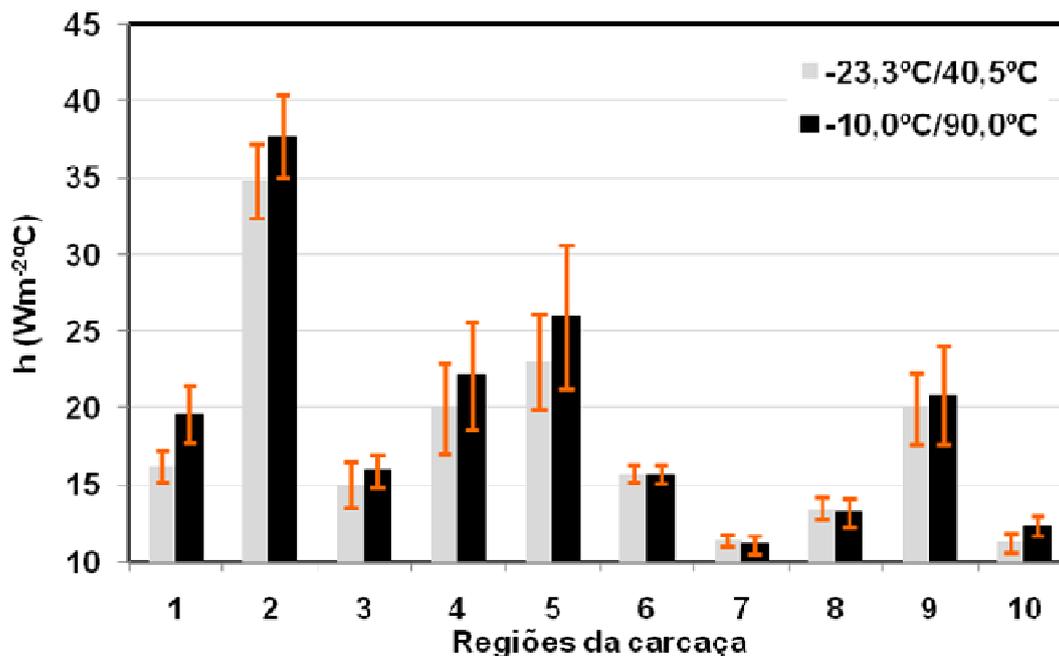


Figura 6.44 – Comparação entre os coeficientes de transferência de calor na parede externa da carcaça em condições de operação de referência e confiabilidade.

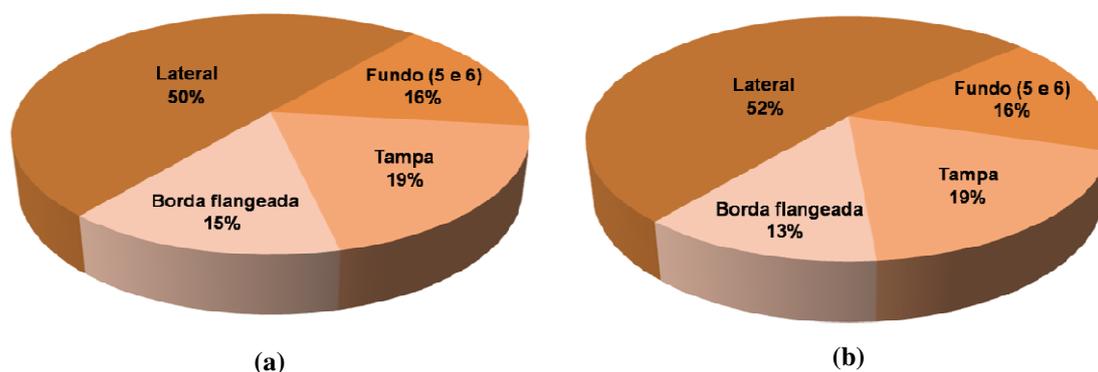


Figura 6.45 – Distribuição do calor rejeitado na parede externa da carcaça em condições de operação de (a) referência e (b) confiabilidade.

A fim de aprofundar a análise, decompõe-se cada uma das regiões apontadas na Figura 6.45 em regiões ainda menores. Os resultados de fluxo de calor nas subregiões assim criadas são exibidos nas Figuras 6.46 a 6.48.

Ao examinar essas figuras, verifica-se que não há diferenças nas transferências locais de calor na parede externa da carcaça do compressor. De certa forma, este era um resultado esperado, uma vez que na análise referente à parede interna, também não foram observadas diferenças consideráveis. Além disso, como já comentado, tanto o nível de ventilação como de temperatura do ar no interior do BOX são os mesmos para as duas condições de operação testadas.

Finalmente, é interessante analisar a contribuição da radiação térmica sobre a transferência de calor na parede externa da carcaça para as duas condições de operação. A Figura 6.49 apresenta resultados para as taxas de transferência de calor para as condições de referência e confiabilidade. Nota-se que, com a mudança da condição de operação, a parcela da transferência de calor radiativa em relação à transferência de calor total, resultante dos mecanismos combinados de convecção e radiação, permanece aproximadamente constante para a grande maioria das regiões. Em outras palavras, as contribuições das parcelas de troca de calor por convecção e radiação mantêm as mesmas proporções em ambas as condições de operação.

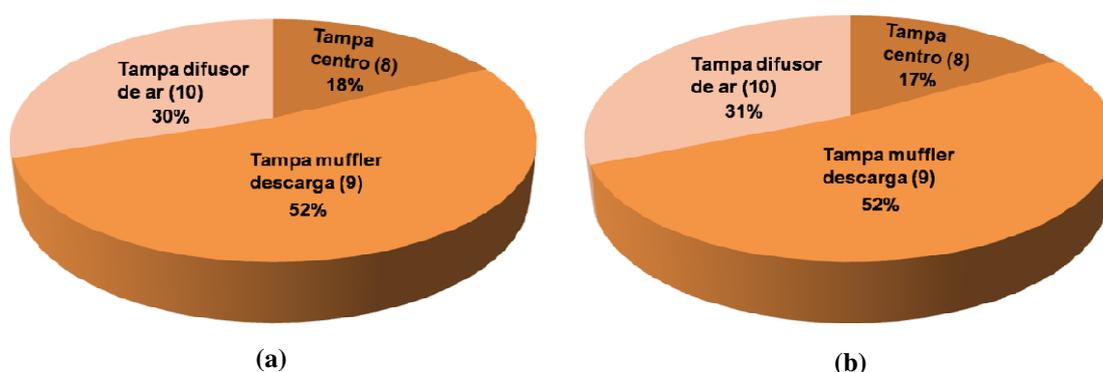


Figura 6.46 - Distribuição do calor rejeitado na parede externa da tampa da carcaça em condições de operação de (a) referência e (b) confiabilidade.

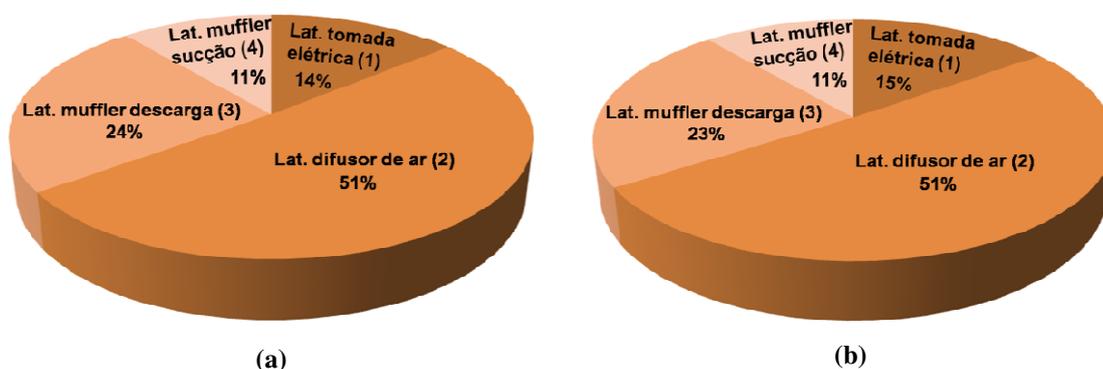


Figura 6.47 - Distribuição do calor rejeitado na parede externa da lateral da carcaça em condições de operação de (a) referência e (b) confiabilidade.

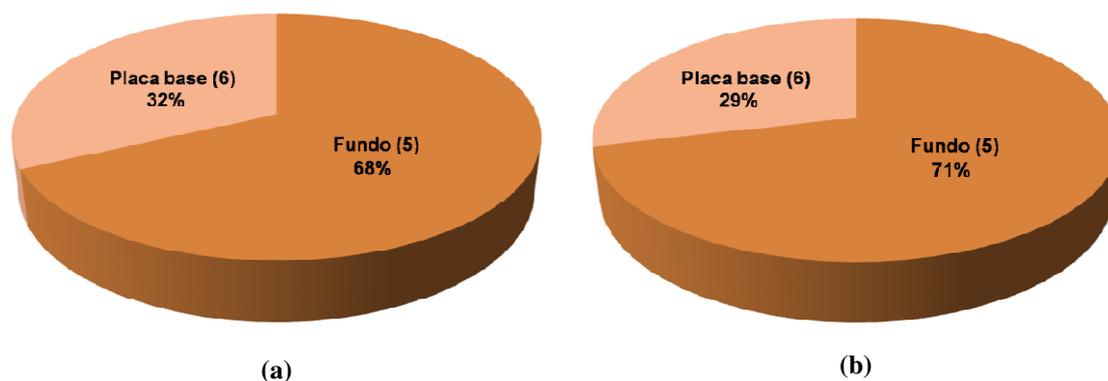


Figura 6.48 - Distribuição do calor rejeitado na parede externa do fundo da carcaça em condições de operação de (a) referência e (b) confiabilidade.

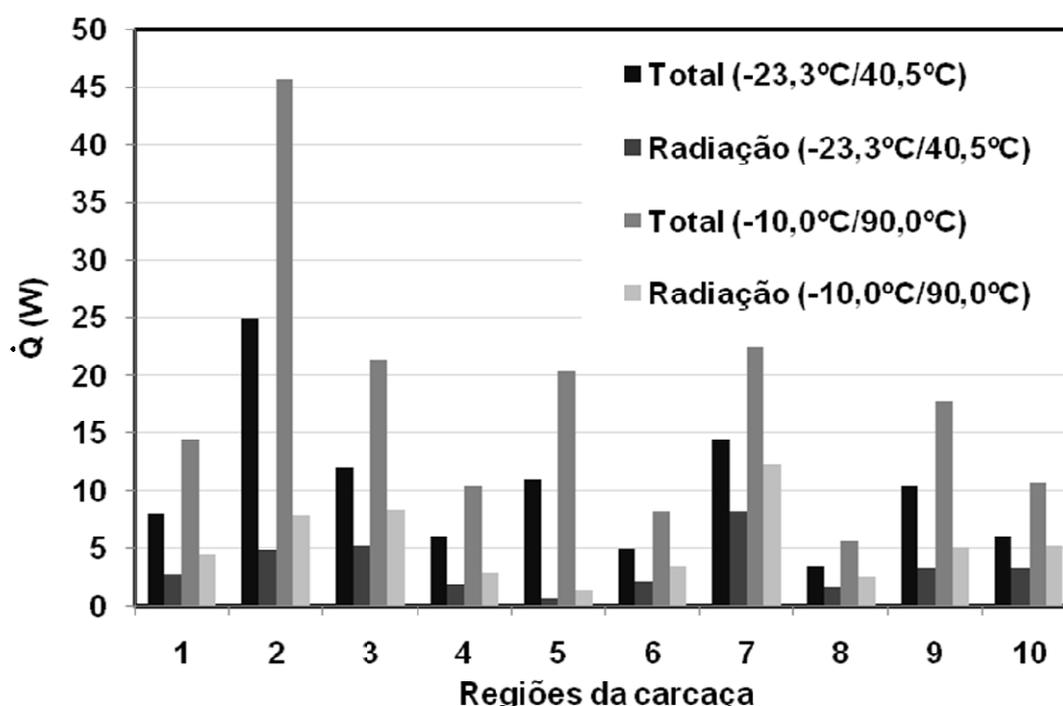


Figura 6.49 - Troca de calor total e por radiação na parede externa da carcaça obtida para as condições de operação de referência e confiabilidade.

### 6.4.2 Kit do compressor

Ao iniciar as análises referentes ao *kit* do compressor, torna-se importante comentar que, assim como aconteceu na condição de referência, foram observadas diferenças nas características de desempenho dos dois compressores testados, Compressor 1 e Compressor 2, nos testes na condição de confiabilidade. A Tabela 6.4 apresenta uma comparação entre os parâmetros de operação e de desempenho dos dois compressores para a condição de confiabilidade.

Tabela 6.4 - Comparação entre os dois compressores testados (-10,0°C/90,0°C).

	<i>Compressor 1</i>	<i>Compressor 2</i>	<i>Desvio% em relação ao Compressor 1</i>
$T_{SUC}$ (°C)	34,6	34,5	-0,3%
$T_{DES}$ (°C)	123,9	124,8	0,7%
$p_{SUC}$ (bar)	2,004	2,007	0,1%
$p_{DES}$ (bar)	32,389	32,389	0,0%
$\dot{W}_C$ (W)	263,5	279,9	6,2%
$\dot{m}$ (kg/h)	7,405	7,371	-0,5%
$\dot{Q}_E$ (W)	378,9	377,1	-0,5%
$COP$ (W/W)	1,44	1,35	6,3%
$\dot{Q}_{CARC}$ (W)	156,3	168,5	7,8%

Ao contrário do que ocorre na condição de operação de referência, onde foi observada uma diferença significativa entre as vazões de massa fornecidas pelos dois compressores, na condição de confiabilidade as mesmas foram praticamente iguais. No entanto, notou-se um aumento no consumo de energia da ordem de 6,2% no Compressor 2. Da mesma forma como argumentado anteriormente a respeito da diferença de vazão de massa, uma diferença na potência consumida proporciona diferentes taxas de transferência de calor rejeitadas pelos compressores. Assim, a fim de poder estabelecer uma comparação entre os dois compressores, adotou-se o mesmo procedimento descrito na secção 6.3, referente à correção do valor de fluxo de calor lido pelos SFC's do Compressor 2, de acordo com a razão entre as quantidades de calor dissipadas pelos dois compressores. Tal procedimento de correção é descrito pela equação (6.13).

A Tabela 6.5 mostra os valores de temperatura do ambiente interno do Compressor 1 e do Compressor 2 na condição de operação de confiabilidade (-10,0°C/90,0°C). Da mesma forma como foram observados diferentes níveis de temperatura do gás no ambiente interno dos dois compressores quando operando na condição de referência, notam-se desigualdades também nas medições para a condição de confiabilidade.

Observa-se na Tabela 6.5 que as diferenças percentuais entre as temperaturas do ambiente interno dos dois compressores para a condição de operação de confiabilidade, apresentam níveis semelhantes àquelas exibidas na Tabela 6.3 para condição referência.

Assim como na análise do *kit* na condição de referência, os coeficientes locais de transferência de calor para condição de confiabilidade são avaliados nas temperaturas de ambiente interno medidas no Compressor 1.

A seguir, apresenta-se uma análise da transferência de calor em diversos componentes do *kit* do compressor.

Tabela 6.5 – Temperaturas de ambiente interno dos compressores (-10,0°C/90,0°C).

<i>Termopar</i>	<i>Compressor 1</i>	<i>Compressor 2</i>	<i>Desvio%</i> <i>(Compressor 1)</i>
<i>1 – AI muffler descarga</i>	<i>108,3°C</i>	<i>102,0°C</i>	<i>-5,8%</i>
<i>2 – AI difusor de ar</i>	<i>102,1°C</i>	<i>97,6°C</i>	<i>-4,4%</i>
<i>3 – AI muffler sucção</i>	<i>93,2°C</i>	<i>95,1°C</i>	<i>2,0%</i>
<i>4 – AI óleo</i>	<i>87,1°C</i>	<i>91,7°C</i>	<i>5,3%</i>

#### a) Muffler de sucção

Resultados comparativos para o muffler de sucção nas condições de operação de referência e de confiabilidade são apresentados nas Figura 6.50 a 6.53. Para facilitar o entendimento das discussões, deve-se consultar a Figura 5.6 para identificar as regiões do muffler que são referenciadas.

Como observado nas Figuras 6.50 a 6.52, o aumento do calor dissipado pelo compressor na condição de confiabilidade tem impacto direto no fluxo de calor absorvido pelo muffler de sucção, bem como em sua temperatura superficial. Por exemplo, na região *Muffler frontal* (1) a temperatura passa de 52,0°C para 67,6°C, e na região *Muffler traseiro* (2) vai de 50,6°C para 62,7°C.

Considerando as incertezas associadas às medições, nota-se que o fluxo de calor na região (1) sofre uma elevação de no mínimo 56%, quando são levados em conta os extremos mais próximos das barras de incerteza ( $409 + 41 \text{ W/m}^2$  e  $786 - 82 \text{ W/m}^2$ ), e no máximo de 136%, quando são avaliadas as extremidades mais distantes das barras de incerteza ( $409 - 41 \text{ W/m}^2$  e  $786 + 82 \text{ W/m}^2$ ). Da mesma forma, percebe-se que na região (2), a variação está situada na faixa entre 60% e 98%. Devido às incertezas de medição, não é possível determinar se as duas regiões possuem tendências de elevação de fluxo de calor diferentes.

A Figura 6.53 mostra que o coeficiente de transferência de calor permanece praticamente constante nas duas condições de operação. Isso significa que o aumento do fluxo de calor no muffler de sucção é dominado pela elevação dos potenciais de temperatura no componente, conforme apresentados nas Figuras 6.51 e 6.52.

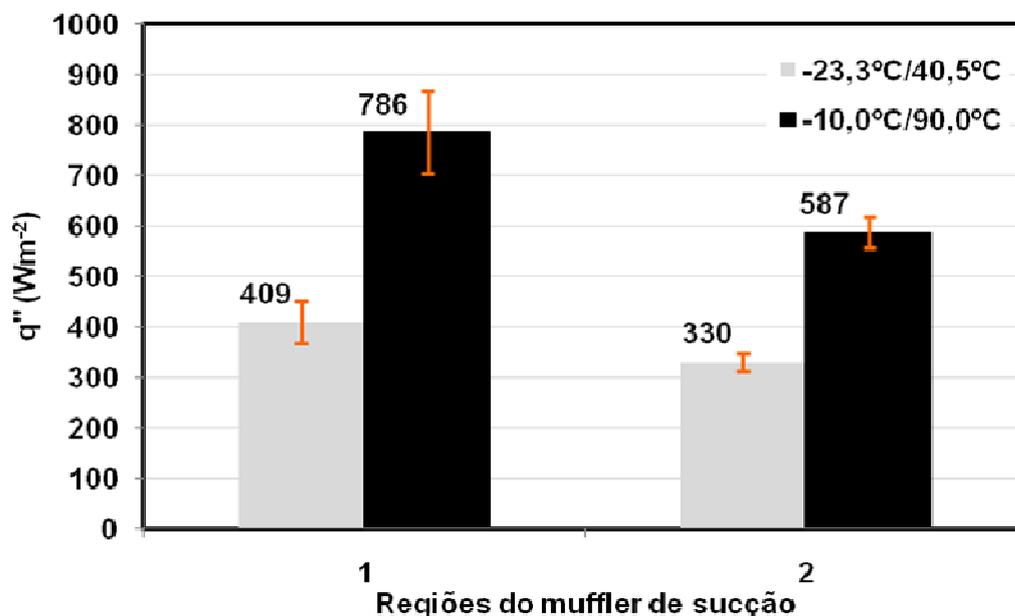


Figura 6.50 – Comparação entre medições de fluxo de calor no muffler de sucção em condições de operação de referência e confiabilidade.

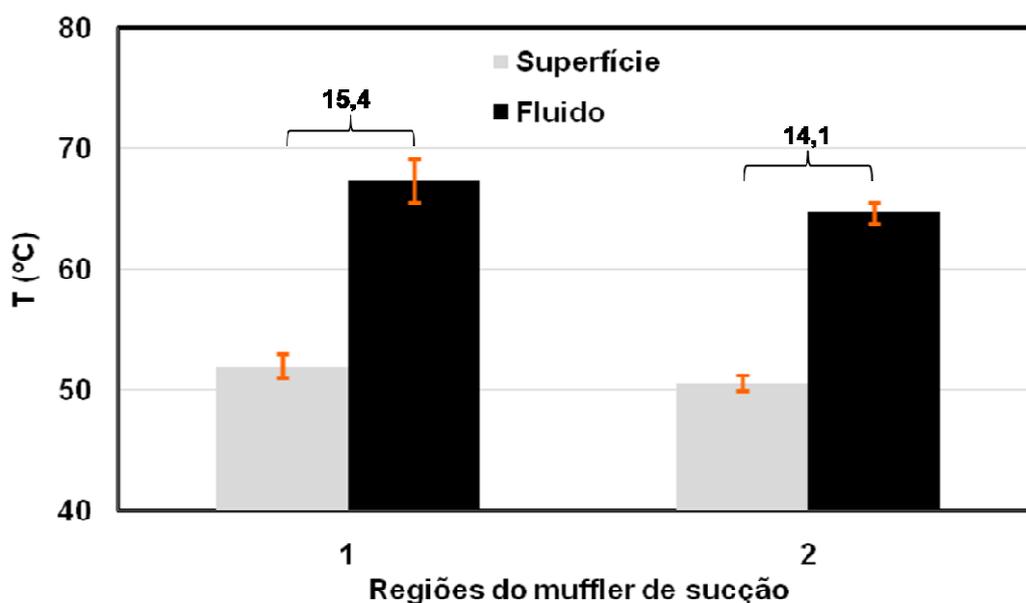


Figura 6.51 - Potenciais de temperatura no muffler de sucção em condição de operação de referência.

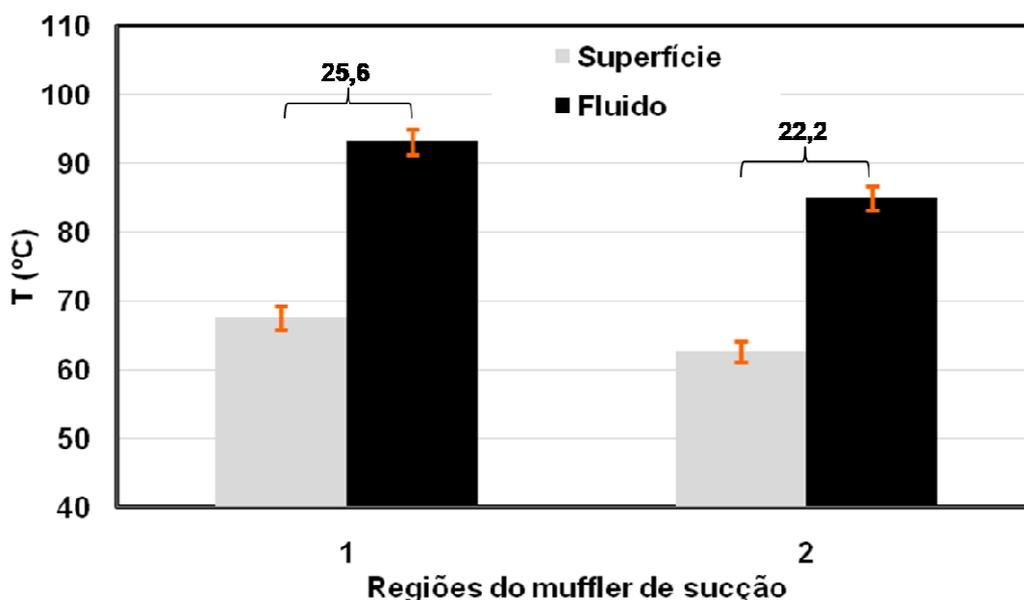


Figura 6.52 - Potenciais de temperatura no muffler de sucção em condição de operação de confiabilidade.

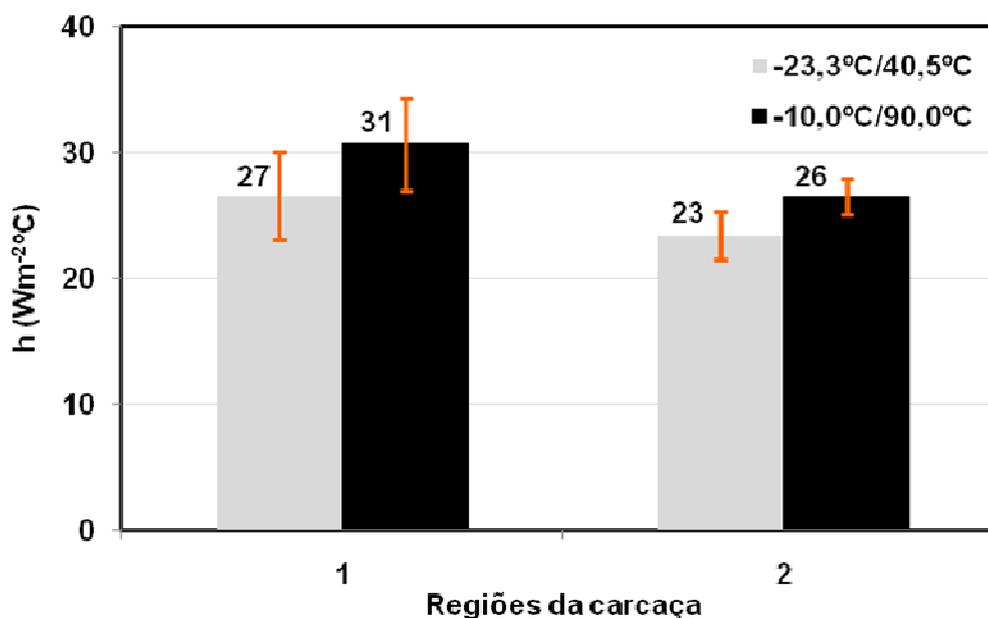


Figura 6.53 - Comparação entre os coeficientes de transferência de calor no muffler de sucção em condições de operação de referência e confiabilidade.

Os testes na condição de referência forneceram temperaturas na entrada e na saída (câmara de sucção) do muffler de sucção de 40,4°C e 46,6°C, respectivamente. Por meio de um balanço de energia, mostrou-se que a transferência de calor através da parede do componente é de 9,0 W, enquanto que o valor calculado via integração das medições de fluxo de calor resultou em 7,3 W, um valor 19% inferior. Na condição de confiabilidade,

as temperaturas medidas na entrada e saída do muffler de sucção passaram a ser 44,9°C e 54,7°C, proporcionando uma taxa de transferência de calor de 18,3 W, de acordo com um balanço de energia. O cálculo da taxa de transferência de calor via integração das medições de fluxo de calor fornece 13,6 W, um resultado 26% inferior. O fato de serem diferenças percentuais muito próximas sugere que a proporção de aquecimento do pescoço do muffler permanece praticamente constante para as duas condições de operação testadas.

Embora, em termos absolutos, o superaquecimento no muffler de sucção na condição de confiabilidade seja maior do que na condição de referência, a proporção de calor absorvida por este componente em relação ao consumo de energia do compressor permanece a mesma nas duas condições de operação. Por exemplo, na condição de referência, o superaquecimento corresponde a 6% do consumo de energia do compressor, enquanto que na condição de confiabilidade este percentual fica em 7%.

#### **b) Motor**

Os resultados comparativos obtidos das medições no estator do motor em diferentes condições de operação são apresentados nas Figuras 6.54 a 6.57. As regiões laterais do estator podem ser visualizadas na Figura 5.6, sendo representadas pela numeração de (3) a (6).

A análise das Figuras 6.54 a 6.56 permite concluir que há um aumento no fluxo de calor e nas temperaturas no estator. A região de maior destaque é o *Estator muffler sucção* (3), com um acréscimo de 70% no valor de fluxo de calor quando comparado com a condição de confiabilidade. Porém, esta é a única das quatro regiões do estator onde é possível constatar que o aumento de fluxo de calor é proporcionado pela nítida elevação do potencial de temperatura. De fato, como as Figuras 6.56 e 6.57 mostram, não existem variações dos potenciais de temperatura nas regiões 4, 5 e 6, pois a temperatura do gás no ambiente também aumenta.

Da mesma forma, observando a Figura 6.57, constata-se que não é possível concluir se a alteração na transferência de calor é regida por uma mudança do coeficiente local de transferência de calor, em vista de que as incertezas associadas à estimativa do mesmo são superiores às próprias diferenças observadas. O nível elevado de incerteza é originado principalmente pela pequena diferença entre as temperaturas das superfícies do componente e do gás do ambiente interno. Quanto menor for esse potencial de

temperatura, mais crítica se torna a medição com o termopar, afetando diretamente a acurácia da estimativa do coeficiente de transferência de calor. Na região *Estator muffler descarga* (5), por exemplo, o potencial de temperatura é de 2,7°C, ou seja, da mesma ordem de grandeza da incerteza de medição da temperatura superficial ( $\pm 1,2^\circ\text{C}$ ) e da temperatura de referência do gás ( $\pm 2,2^\circ\text{C}$ ), o que por si só ocasiona uma incerteza no coeficiente de transferência de calor de quase 70%.

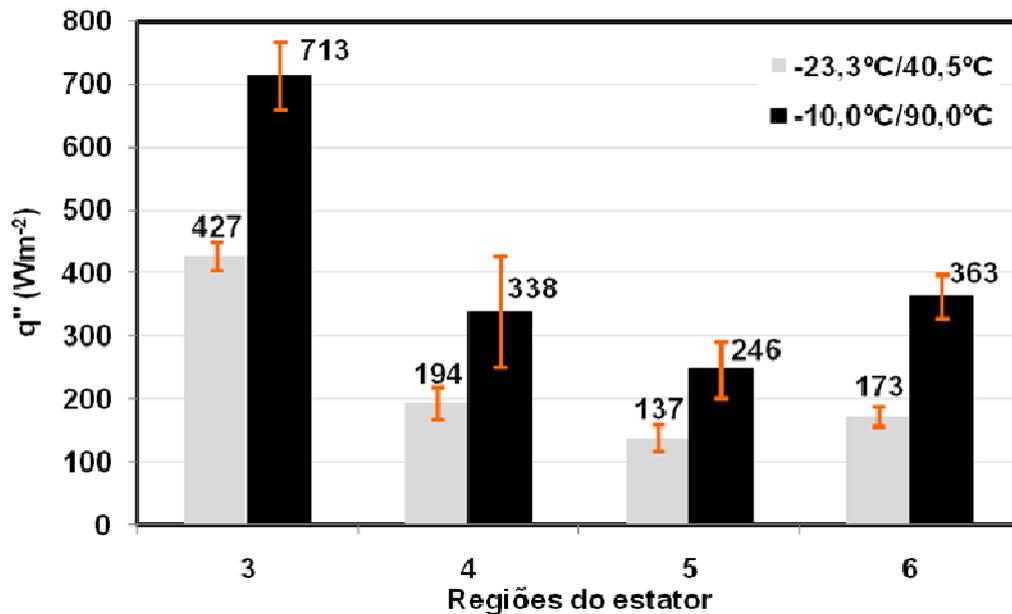


Figura 6.54 - Comparação entre medições de fluxo de calor no estator do motor nas condições de operação de referência e confiabilidade.

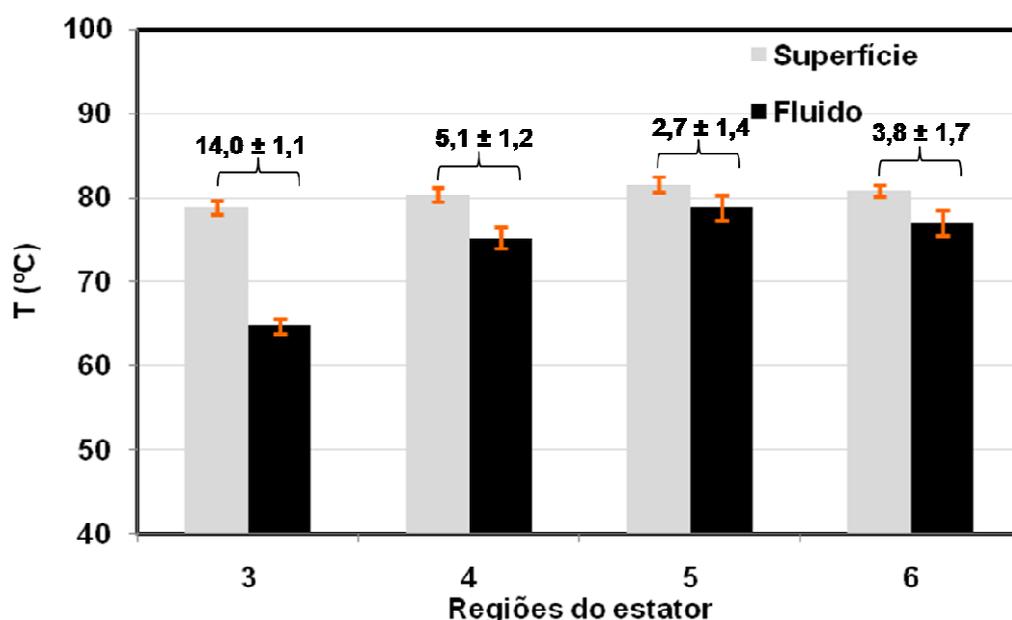


Figura 6.55 - Potenciais de temperatura no estator em condição de operação de referência.

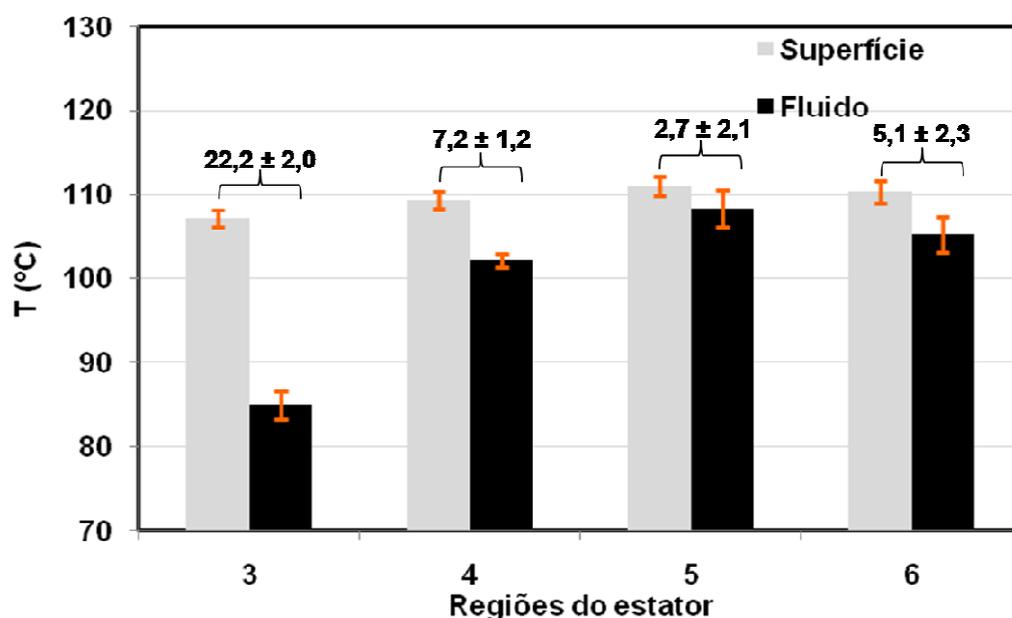


Figura 6.56 - Potenciais de temperatura no estator em condição de operação de confiabilidade.

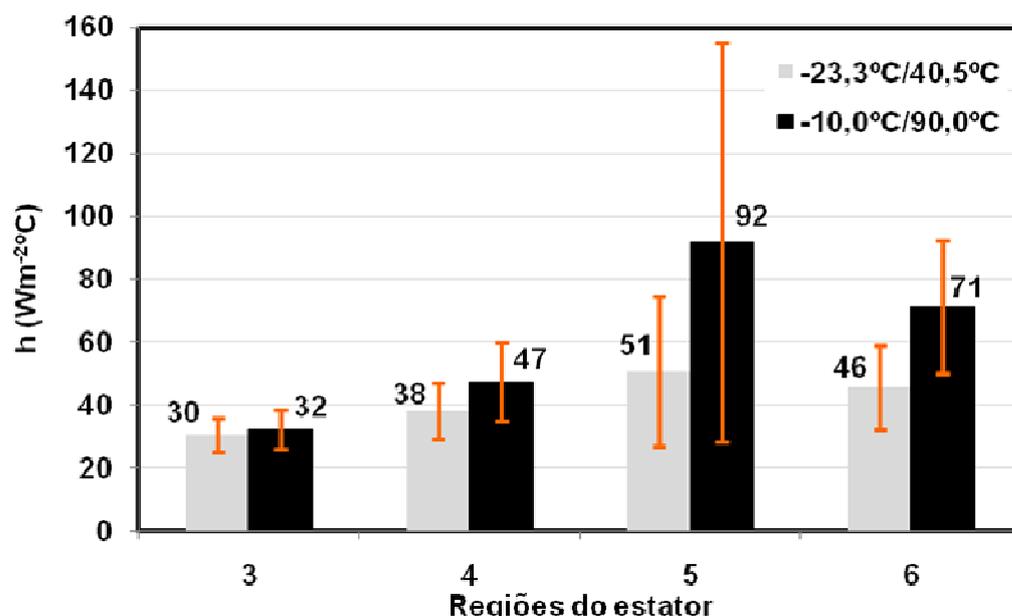


Figura 6.57 - Comparação entre coeficientes de transferência de calor no estator do motor nas condições de operação de referência e confiabilidade.

Mesmo diante da impossibilidade de determinar precisamente a causa do aumento do fluxo de calor nas regiões (4), (5) e (6), é possível estimar, em termos de ordem de grandeza, as parcelas de calor rejeitado pelo estator via mecanismos de radiação e convecção. A região *Estator tomada elétrica* (6), por exemplo, é posicionada defronte à região da parede interna da carcaça, denominada *Lateral tomada elétrica* (1), a uma distância de aproximadamente 30 mm, conforme ilustra a Figura 6.58. O aumento dos

níveis de temperatura das superfícies certamente eleva a parcela de troca de calor por radiação entre as duas superfícies.

Assumindo uma situação idealizada de troca de calor por radiação, na qual as duas superfícies interagem termicamente somente entre si e como corpos negros, o fluxo de calor por radiação pode ser calculado através de:

$$q''_{EST;RAD} = \sigma(T_{EST}^4 - T_{CARC}^4) \quad (6.21)$$

onde  $q''_{EST;RAD}$  é o fluxo de calor trocado por radiação entre a superfície do estator e da carcaça, enquanto que  $T_{EST}$  e  $T_{CARC}$  são as temperaturas da superfície do estator e da carcaça, respectivamente. Introduzindo os dados do compressor na equação (6.21), obtém-se um fluxo de calor por radiação de  $137 \text{ W/m}^2$  para a condição de operação de referência, o que corresponde a 79% do fluxo de calor medido pelo SFC ( $173 \text{ W/m}^2$ ). Para a condição de confiabilidade, o fluxo de calor por radiação estimado é de  $251 \text{ W/m}^2$ , equivalendo a 69% do total medido pelo SFC ( $363 \text{ W/m}^2$ ).

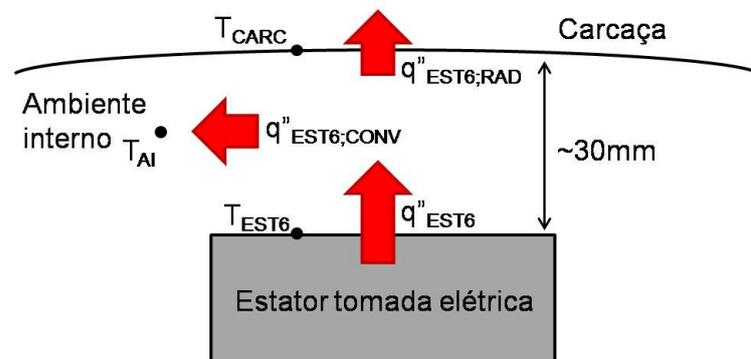


Figura 6.58 - Representação esquemática da interação térmica entre Estator tomada elétrica com ambiente interno do compressor e carcaça.

Essas estimativas mostram que, embora haja uma mudança significativa no perfil térmico do compressor devido à alteração da condição de operação, com elevações de temperatura da ordem de 30 a 40%, a parcela de troca de calor por radiação sofre uma pequena redução em relação ao calor total trocado pela região, sugerindo que há um aumento relativo do mecanismo convectivo de troca de calor. Mesmo assim, a presente análise mostra que o mecanismo de radiação pode representar um grande potencial de troca de calor entre componentes no interior do compressor.

No tocante à comparação entre resultados para a transferência de calor na área lateral do estator, calculados a partir de dados de perdas do motor e de medições de fluxo de calor, observou-se uma concordância similar à obtida para a condição de referência. A integração das medições de fluxo de calor forneceu uma taxa de transferência de calor de 10,5 W, em comparação com o valor de 5,9 W medido para a condição de referência. Por outro lado, o cálculo do calor dissipado através de dados de perdas no motor, conforme já detalhado, resultou em 17,1 W<sup>13</sup>, enquanto que na condição referência equivale a 9,8 W. Assim, o desvio de 40% observado na condição de referência passou para 39% na condição de confiabilidade, ou seja, não apresentou variação.

Uma última observação interessante diz respeito ao calor total absorvido pelo muffler de sucção frente ao calor dissipado pela região *Estator muffler sucção* (3). Como visto anteriormente, o muffler de sucção absorve 9,0 W e 18,3 W nas condições de referência e de confiabilidade, respectivamente. Em contrapartida, o calor rejeitado pela região (3) do estator é igual a 3,3 W e 5,4 W, correspondendo a mais de 50% do total dissipado por toda a lateral do estator e em torno de 30% do total de calor que o muffler de sucção absorve.

### c) Cilindro

Os resultados comparativos das medições no cilindro em diferentes condições de operação são apresentados nas Figura 6.59 a 6.62. As regiões do cilindro onde foram posicionados os SFC's podem ser visualizadas na Figura 5.6, sendo representadas pela numeração de (8) a (11).

Da Figura 6.59, percebe-se que não há alterações significativas nas tendências de dissipação de calor no cilindro com a mudança da condição de operação. As regiões *Cilindro superior* (8) e *Cilindro inferior* (9) continuam rejeitando fluxos de calor similares entre si, enquanto que a região *Cilindro traseiro* (11) permanece sendo o maior sumidouro de calor do cilindro. As Figuras 6.61 e 6.62 mostram que, embora pequeno, existe um aumento no potencial de temperatura nas regiões (8), (9) e (11) que rege o aumento do fluxo de calor nessas regiões. Em contrapartida, os coeficientes de transferência de calor permanecem constantes, conforme ilustra a Figura 6.62.

---

<sup>13</sup> A eficiência elétrica do motor utilizada para o cálculo das perdas elétricas na condição de confiabilidade foi mantida em 87%, pois não varia substancialmente com a temperatura, ou pelo menos na mesma proporção que as demais perdas do compressor (mecânica e termodinâmica).

A região *Cilindro lateral* (10) é a única em que, de fato, não se observa diferença alguma diante da alteração da condição de operação, tanto em termos de fluxo de calor quanto no potencial de temperatura, mantendo assim o mesmo coeficiente de transferência de calor. Na verdade, a temperatura da região (10) é superior à temperatura superficial medida na região superior do cilindro e que é utilizada para caracterizar todo o componente. Isto se deve ao fato de essa região estar localizada junto ao tubo comunicante da descarga, por onde escoo gás refrigerante com temperatura elevada. A Figura 6.63 exibe uma imagem da região (10) e outra do tubo comunicante, com o intuito de mostrar a posição relativa entre eles.

Estima-se que a temperatura da região (10) possa ser em torno de 3°C superior à temperatura medida na parede superior do cilindro, implicando que o coeficiente de transferência de calor é possivelmente ainda menor do que o valor calculado. De fato, verifica-se que não há escoamento de óleo sobre a região (10) e que a mesma é um tanto confinada em relação às demais, dificultando, inclusive, a movimentação de gás do ambiente interno junto à sua superfície.

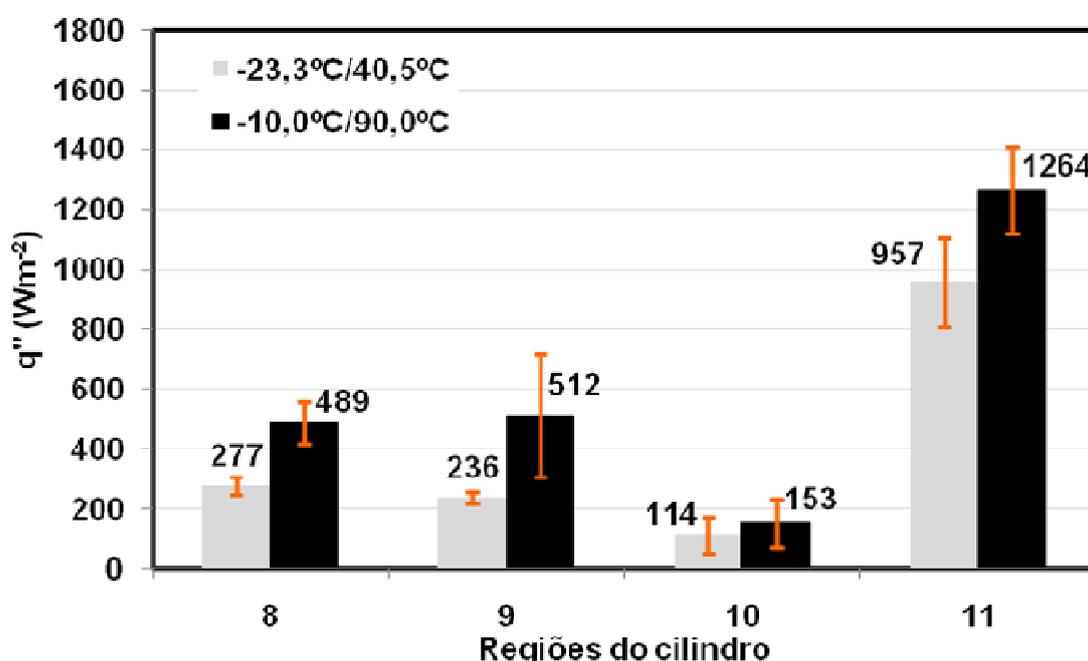


Figura 6.59 - Comparação entre medições de fluxo de calor no cilindro em condições de operação de referência e confiabilidade.

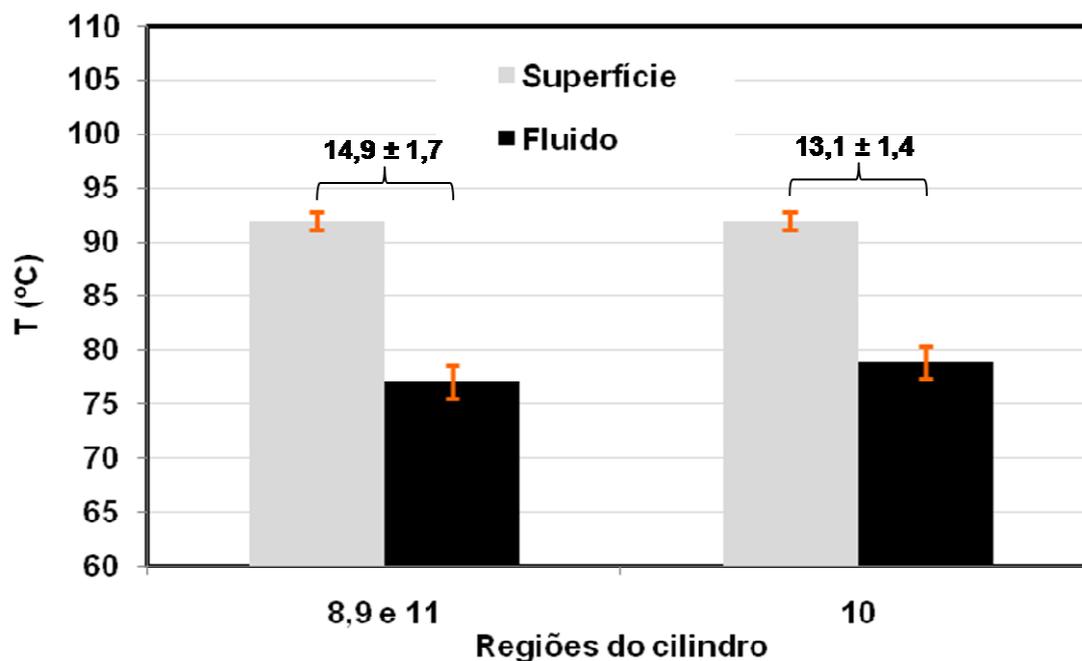


Figura 6.60 – Potenciais de temperatura no cilindro em condição de operação de referência.

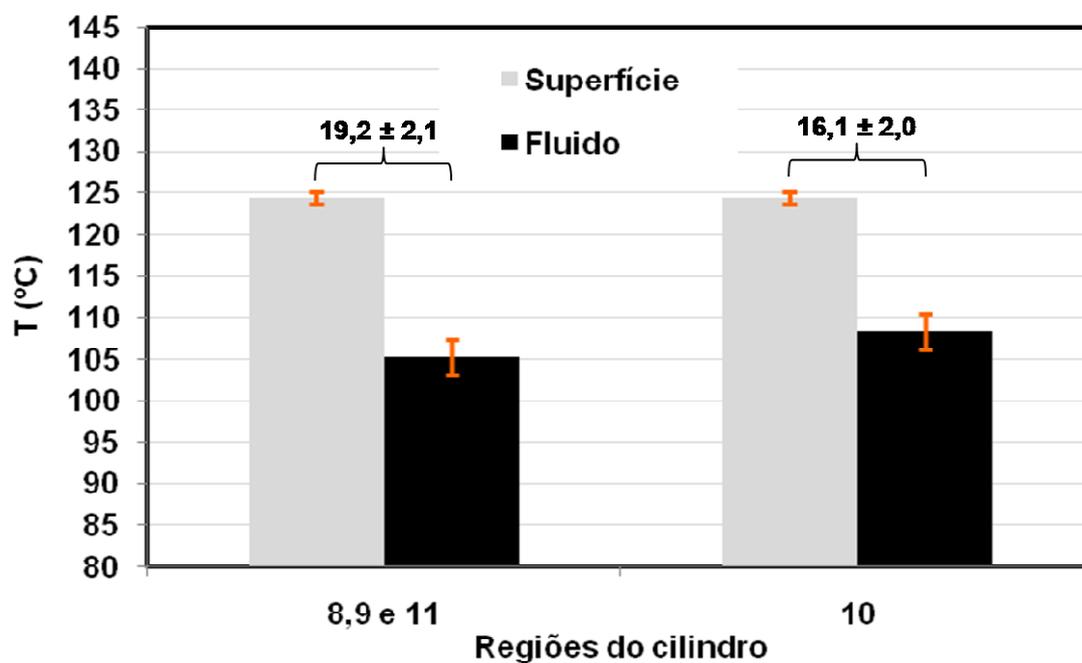


Figura 6.61 - Potenciais de temperatura no cilindro em condição de operação de confiabilidade.

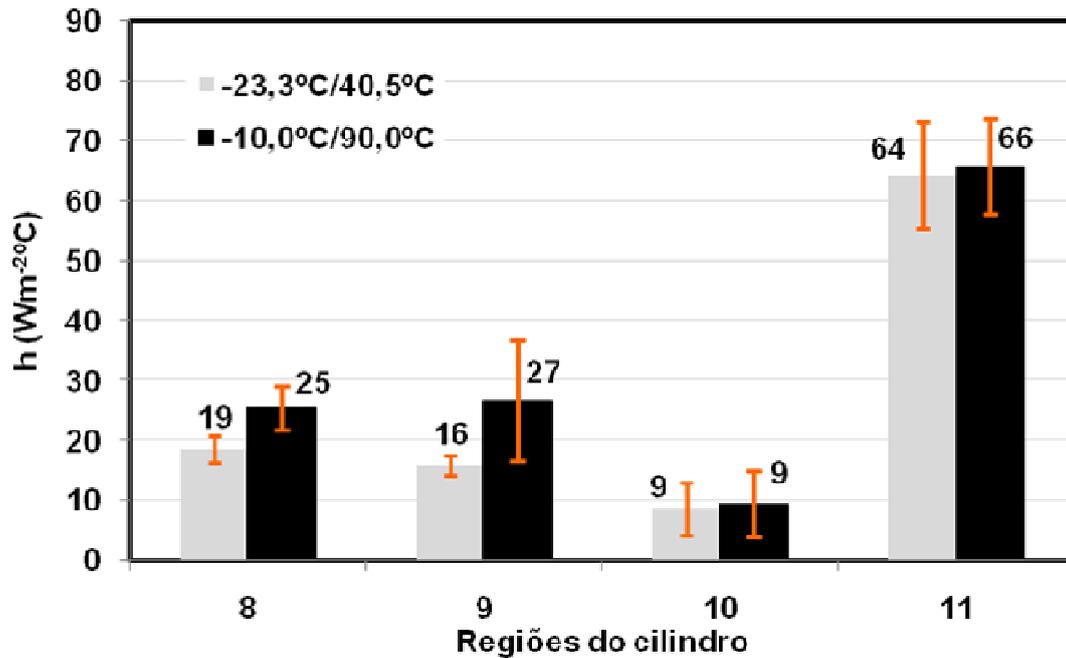


Figura 6.62 - Comparação entre os coeficientes de transferência de calor no cilindro em condições de operação de referência e confiabilidade.

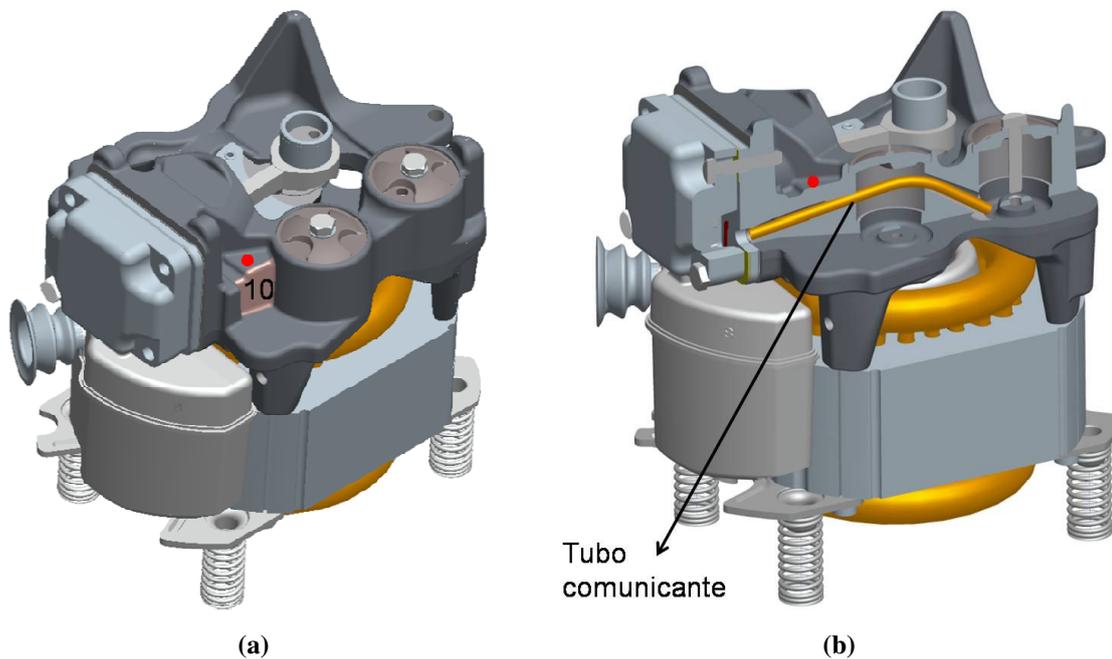


Figura 6.63 – (a) Região *Cilindro lateral* (10) e (b) tubo comunicante.

Embora a região (10) seja próxima ao tubo comunicante, os valores de fluxo de calor apontados pelo seu SFC mostram as menores intensidades observadas no cilindro ( $114 \pm 60 \text{ W/m}^2$ ) na condição de referência e na condição de confiabilidade ( $153 \pm 78 \text{ W/m}^2$ ). Este valores são muito próximos daqueles medidos na região *Volume 1 Helmholtz*

*externo direita* (12) do sistema de descarga (ver Figura 5.8), posicionada imediatamente ao lado daquela.

#### **d) Sistema de descarga**

Os resultados comparativos para o sistema de descarga, abrangendo a tampa da câmara de descarga e os volumes Helmholtz (ou muffler de descarga), são apresentados nas Figuras 6.64 a 6.67. Para a identificação das regiões do sistema de descarga, a Figura 5.8 deve ser consultada. As regiões são numeradas de (12) a (18), com exceção da *Tampa da câmara de descarga*, exibida na Figura 5.6, a qual recebe o número (7).

Verifica-se das Figuras 6.64 a 6.66 que, em geral, o fluxo de calor e a temperatura sofrem elevações com a mudança da condição de operação, mas existem alguns pontos que chamam mais a atenção. O primeiro deles está relacionado ao aumento do fluxo de calor rejeitado pela *Tampa da câmara de descarga* (7), o qual é 120% maior na condição de confiabilidade, representando a maior variação local no compressor. As Figuras 6.65 a 6.67 também mostram aumentos do potencial de temperatura e do coeficiente de transferência de calor na região (7). Assim, ao contrário do que é observado na maior parte do compressor, onde evidencia-se que o aumento de fluxo de calor é dominado pela ação do potencial de temperatura, a região *Tampa da câmara de descarga* (7) apresenta um aumento do fluxo de calor impulsionado tanto pela elevação do potencial de temperatura quanto pelo aumento do coeficiente local de transferência de calor.

Embora os valores do coeficiente de transferência de calor na região (7) se mostrem baixos nas duas condições, o coeficiente passa de  $17 \text{ W}/(\text{m}^2\text{C})$  na condição de referência para  $27 \text{ W}/(\text{m}^2\text{C})$  na condição de confiabilidade, ou seja, um aumento de aproximadamente 40%. Isto significa que existe uma alteração na dinâmica da transferência de calor na tampa da câmara de descarga, a qual pode ser de natureza convectiva ou radiativa.

A fim de investigar os modos de transferência de calor na tampa da câmara de descarga, avalia-se inicialmente a transferência de calor por radiação. A exemplo da análise realizada na região *Estator tomada elétrica* (6), estima-se o fluxo de calor trocado por radiação entre a região (7) e a região interna da carcaça localizada imediatamente à sua frente, conforme esquema da Figura 6.68. A análise leva em consideração uma situação ideal, onde as duas superfícies são tratadas como corpos negros e o fator de forma entre superfície emissora e receptora é unitário.

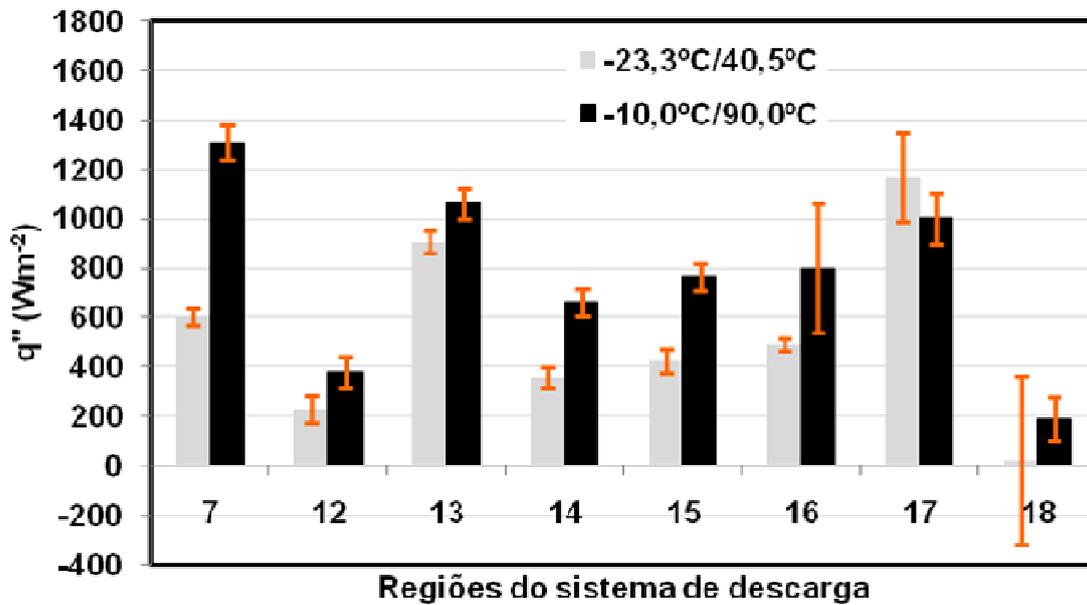


Figura 6.64 - Comparação entre medições de fluxo de calor no sistema de descarga em condições de operação de referência e confiabilidade.

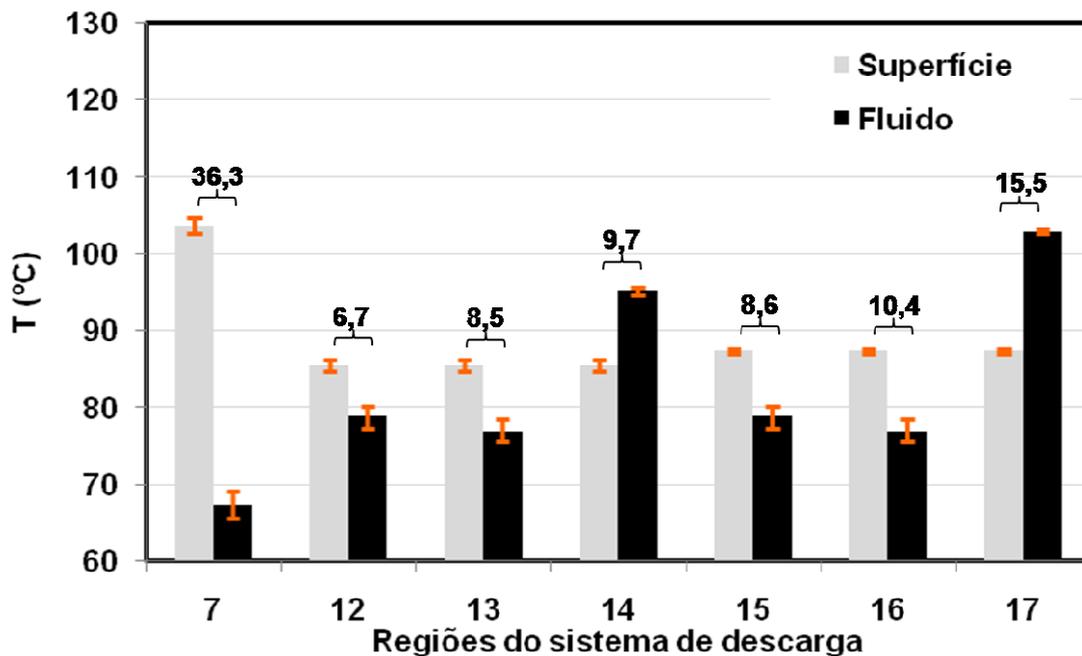


Figura 6.65 - Comparação entre potenciais de temperatura no sistema de descarga em condição de operação de referência.

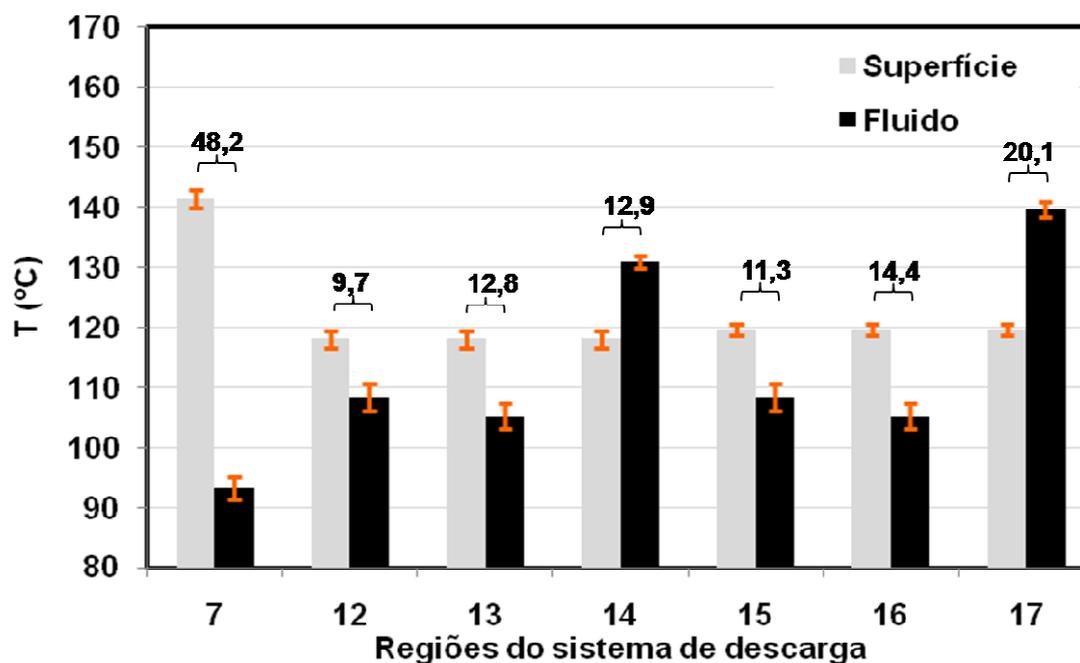


Figura 6.66 - Comparação entre potenciais de temperatura no sistema de descarga em condição de operação de confiabilidade.

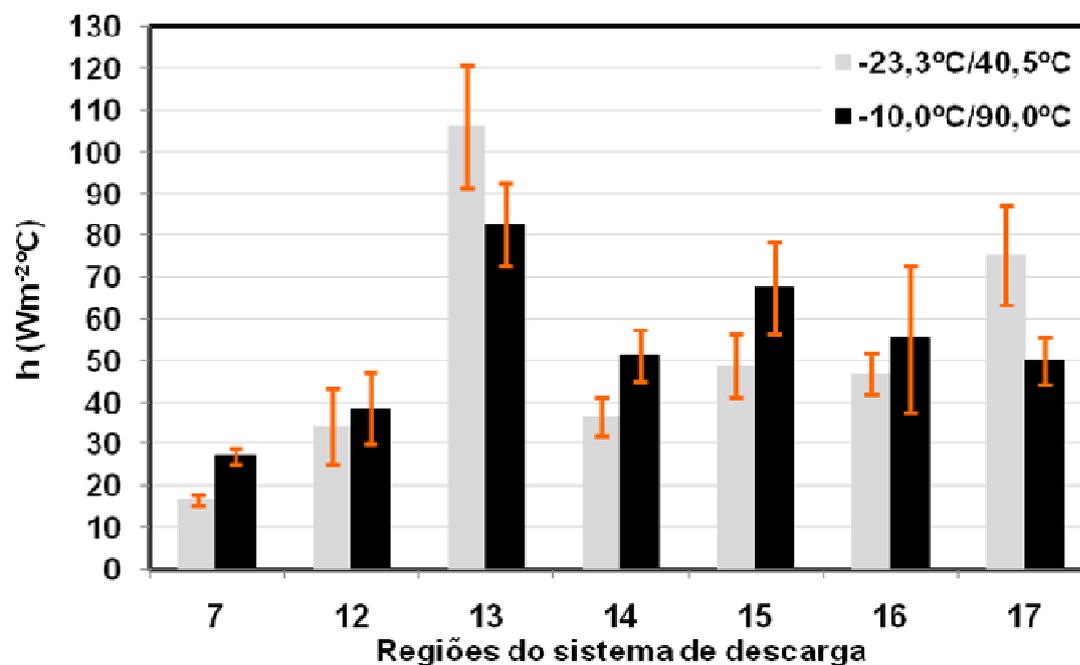


Figura 6.67 - Comparação entre coeficientes de transferência de calor no sistema de descarga em condições de operação de referência e confiabilidade.

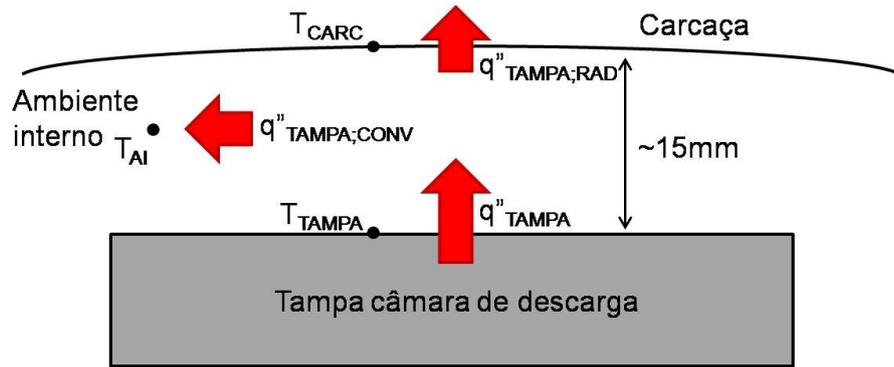


Figura 6.68 – Representação esquemática da interação térmica entre a tampa da câmara de descarga com ambiente interno do compressor e carcaça.

A estimativa do fluxo de calor trocado por radiação resulta em 72% e 60% do fluxo de calor total medido pelo SFC nas condições de operação de referência e confiabilidade, respectivamente. É uma tendência próxima à observada na região (6) do estator, onde foram estimados 79% e 69%, para as mesmas condições. Logo, percebe-se que há uma pequena redução da parcela da radiação na transferência de calor e, conseqüentemente, um acréscimo da importância da convecção.

É possível também observar uma redução do mecanismo de troca de calor por radiação em termos de coeficiente de transferência de calor. A equação (6.22), desenvolvida a partir da equação (6.21), fornece um coeficiente efetivo de transferência de calor por radiação,  $h_{RAD}$ :

$$h_{RAD} = \sigma(T_{SUP1} + T_{SUP2})(T_{SUP1}^2 + T_{SUP2}^2) \quad (6.22)$$

onde  $T_{SUP1}$  e  $T_{SUP2}$  são as temperaturas superficiais das duas paredes envolvidas na troca de calor. Aplicando a equação (6.22) às paredes da tampa da câmara de descarga e da carcaça, obtêm-se coeficientes efetivos da ordem de 60% (condição de referência) e 48% (condição de confiabilidade) dos coeficientes totais calculados a partir das medições. Novamente, isto demonstra um aumento de interação térmica da região (7) com o meio fluido que a cerca através da convecção.

Ao contrário do que se observa nas regiões da parede interna da tampa da carcaça, o óleo não atua significativamente na troca de calor da região (7), como demonstram os baixos coeficientes de transferência de calor ali obtidos. A variação da dinâmica de troca de calor convectiva pode estar associada a uma variação das propriedades térmicas e

hidrodinâmicas na camada limite do escoamento de gás refrigerante sobre a tampa da câmara de descarga, em função da alteração das temperaturas da superfície e do gás no ambiente interno.

Outro ponto de destaque na Figura 6.64 se refere ao fluxo de calor medido na região *Volume 2 Helmholtz interno* (17). Embora a vazão de massa do compressor e o potencial de temperatura entre o gás e a superfície sejam maiores na condição de operação de confiabilidade, os resultados das medições de fluxo de calor apresentam praticamente os mesmos valores. Ao calcular o coeficiente de transferência de calor, nota-se, inclusive, uma redução em seu valor para a condição de operação de confiabilidade. A possível explicação para a redução do coeficiente está associada ao fato de que a velocidade do escoamento ao desembocar no Volume 2, na condição de referência, é quase 3 vezes maior que a velocidade em condição de confiabilidade, devido à pressão mais elevada de condensação.

Um terceiro ponto referente à Figura 6.64 diz respeito a incertezas de medição em algumas regiões do sistema de descarga. Por exemplo, a região *Volume 2 Helmholtz externo esquerda* (16) mostrou resultados mais dispersos para a condição de operação de confiabilidade do que para a condição de referência, um aspecto de difícil explicação. Por outro lado, a incerteza associada à medição na região *Bloco* (18) se mostra bem superior na condição de referência do que na condição de confiabilidade. A explicação para o alto grau de incerteza observada na condição de referência para a região (18) está relacionada ao fato de que o nível do fluxo de calor nessa região é praticamente nulo na condição de referência, conforme mostrado na Figura 6.64. Assim, as dispersões notadas nas medições de uma repetição do teste para outra, entre 10 e 49 W/m<sup>2</sup>, acabaram sendo muito significativas sobre o cálculo do valor médio (20 W/m<sup>2</sup>). Na condição de operação de confiabilidade, o valor médio de fluxo de calor obtido na região (18) é maior e, assim, a influência da dispersão das medições é menor, porém ainda bastante significativa (45%).

Finalmente, para condição de confiabilidade, verifica-se que o tubo *bundy* rejeita 41,2 W ao longo de suas paredes, ou seja, 15% do consumo de energia do compressor. Na condição de referência, o calor rejeitado foi igual a 23,0 W, equivalendo também, a 15% do consumo de energia do compressor.

## 6.5. Efeito do óleo lubrificante na transferência de calor

A análise dos resultados apresentados até aqui mostra que o escoamento do óleo lubrificante no interior do compressor influencia o processo da transferência de calor em vários de seus componentes, principalmente a carcaça. Com a finalidade de investigar em maior nível de detalhamento este efeito, realizaram-se testes em que o escoamento de óleo foi bloqueado na saída da bomba. O objetivo deste bloqueio foi o de evitar o contato do óleo com as paredes internas da tampa e da lateral da carcaça. Para tanto, foi instalado um anteparo, construído de chapa de alumínio, recortado e dobrado conforme a geometria do bloco do compressor, de forma a cobrir a extremidade do eixo de acionamento, onde a saída da bomba se encontra. A fixação do anteparo foi realizada na região superior do cilindro através da cola estrutural, também utilizada na fixação dos termopares no ambiente interno, conforme comentado no Capítulo 5. Deve ser mencionado que foi realizada uma única medição com o compressor instrumentado com o anteparo, de forma que as incertezas de medição foram admitidas como sendo as mesmas da condição de referência padrão (sem o anteparo). A Figura 6.69 exibe o anteparo montado no Compressor 1.

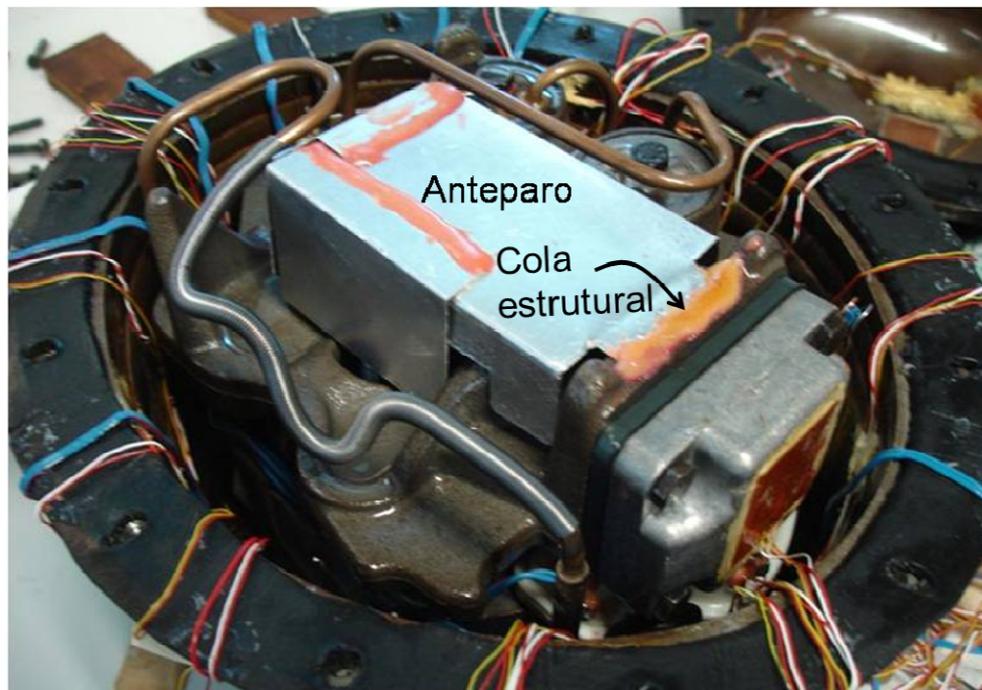


Figura 6.69 – Foto do Compressor 1 instrumentado com um anteparo para bloqueio do óleo.

### 6.5.1 Parede Interna da Carcaça

As Figuras 6.70 a 6.73 apresentam os resultados para a parede interna da carcaça com e sem a presença do anteparo, considerando a condição de operação de referência. Para a análise dos resultados, sugere-se uma consulta à Figura 5.4.

As Figuras 6.70 a 6.72 mostram que o bloqueio do escoamento de óleo sobre a tampa (regiões 9, 10, 11 e 12) e lateral da carcaça (1, 2, 3 e 4) reduz a transferência de calor e as temperaturas substancialmente nas regiões da tampa e com menor intensidade nas regiões laterais. Por outro lado, a região *Fundo* (5) apresenta níveis de fluxo de calor e de temperatura mais elevados. O fato é que a presença do anteparo não permite que o óleo colida contra a tampa e, conseqüentemente, escoe pela lateral da carcaça até o cárter. Assim, ao ser defletido no anteparo, o óleo retorna ao cárter escoando pelo *kit* do compressor.

A mudança do caminho percorrido pelo óleo reflete em um aumento superior à 10°C em sua temperatura. Isso acontece, pois o óleo é impedido de liberar calor para a tampa e para a lateral da carcaça. Justamente por este motivo, a transferência de calor e a temperatura sobre a tampa e a lateral da carcaça são reduzidas. Além disto, o óleo retorna ao cárter escoando sobre o *kit*, recebendo mais calor das regiões quentes do bloco e do motor do compressor. A conseqüência natural desta elevação de temperatura do óleo é o aumento do fluxo de calor medido na região *Fundo* (5), pois a diferença de temperatura entre o óleo e a parede aumenta.

Como era esperado, a ausência do jato de óleo sobre a tampa da carcaça ocasiona uma redução da interação térmica convectiva dessa superfície com o óleo, representada pelo coeficiente local de transferência de calor. A Figura 6.73 mostra que a redução desse coeficiente chega a 90% na tampa da carcaça, originando uma diminuição da temperatura e do fluxo de calor em sua superfície. Conforme mostram as Figuras 6.70 a 6.72, regiões da tampa (10, 11 e 12) sofrem decréscimos superiores a 50% em níveis de fluxo de calor, enquanto que suas temperaturas diminuem em mais que 10°C.

Analisando as figuras, observa-se também uma correlação forte entre o escoamento de óleo e a transferência de calor na região *Borda flange difusor de ar* (7). Com o bloqueio do escoamento de óleo, percebe-se que o coeficiente de transferência de calor na região (7) sofre uma redução de 75%, e na região (8), de 29%. Em termos de fluxo de calor, nota-se uma queda de aproximadamente 50% na região (7) enquanto que na região (8), o fluxo de calor permanece inalterado em condição de bloqueio de óleo. Na

subsecção 6.3.1, atribuiu-se a grande diferença entre os valores de fluxo de calor apontados pelos SFC's nas regiões (7) e (8) aos borrifos de óleo que atingiam com maior intensidade a região (7), em virtude de o tubo *bundy* e o muffler de descarga atuarem como anteparos para os respingos de óleo que seriam remetidos à região (8). Assim, os resultados desta secção fornecem mais uma evidência de que aquela explicação está correta.

A Figura 6.70 mostra que, dentre as regiões da lateral da carcaça, a região *Lateral tomada elétrica* (1) apresenta um aumento no fluxo de calor com o bloqueio do escoamento de óleo, um aspecto de difícil explicação.

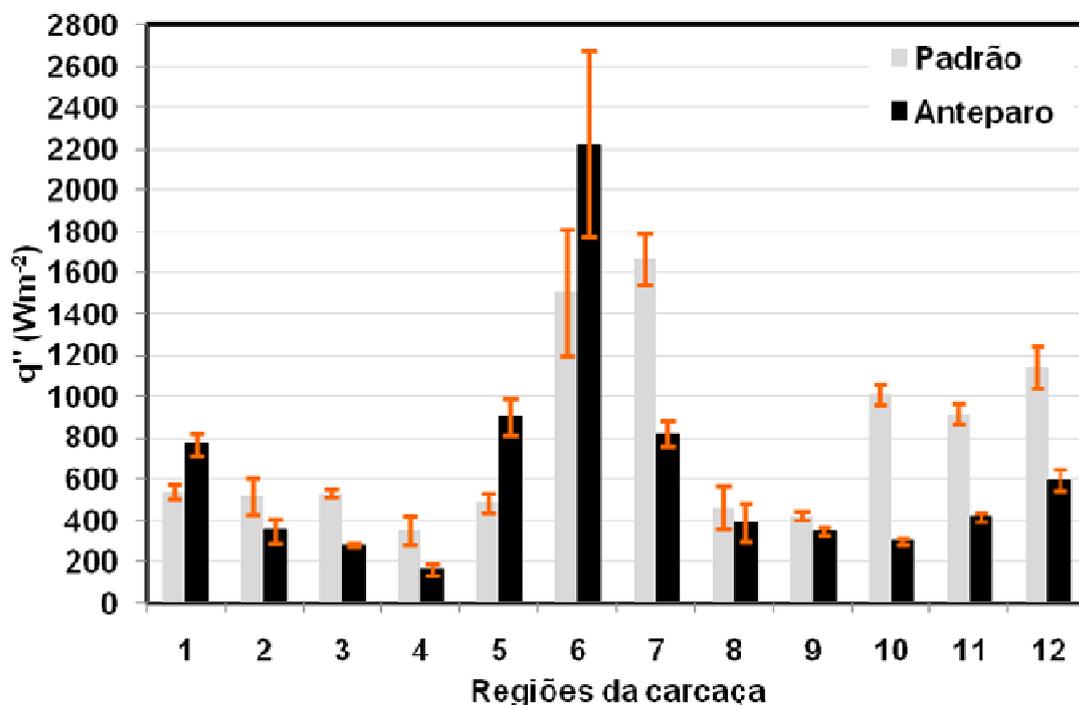


Figura 6.70 - Comparação entre medições de fluxo de calor na parede interna da carcaça em condição de operação de referência padrão e com anteparo para bloqueio do óleo.

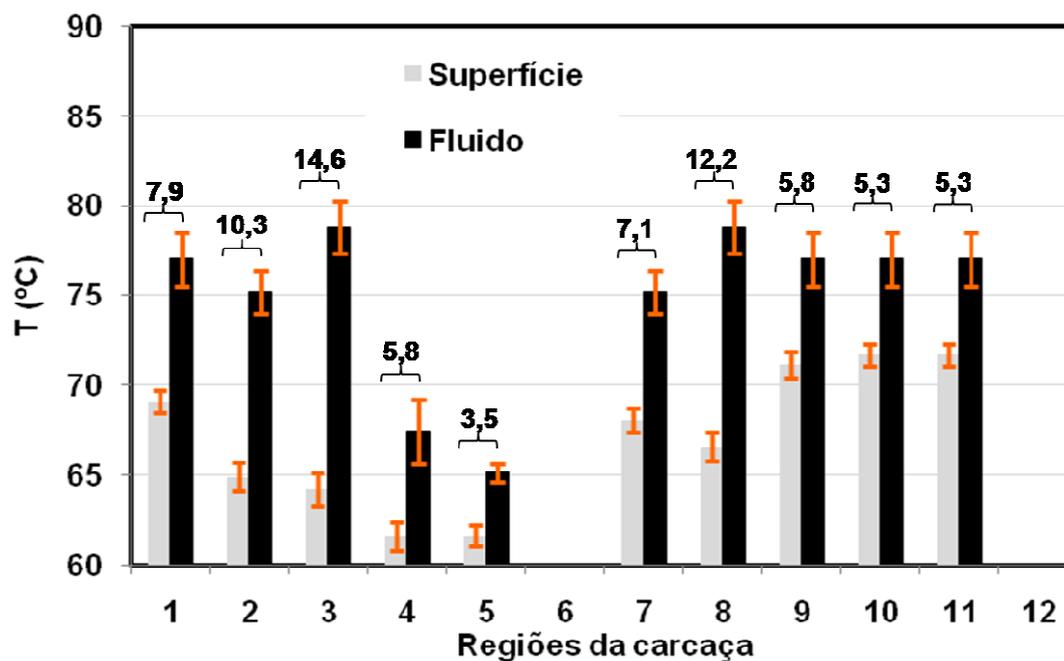


Figura 6.71 - Comparação entre potenciais de temperatura na parede interna da carcaça em condição de operação de referência padrão.

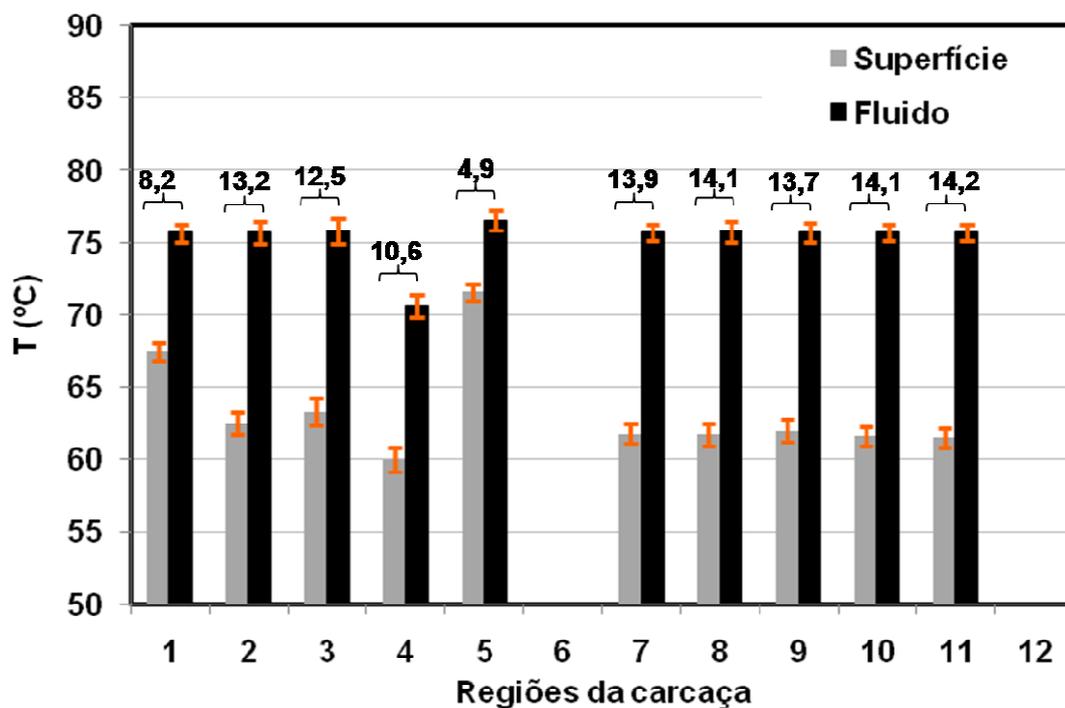


Figura 6.72 - Comparação entre potenciais de temperatura na parede interna da carcaça em condição de operação de referência com anteparo para bloqueio do óleo.

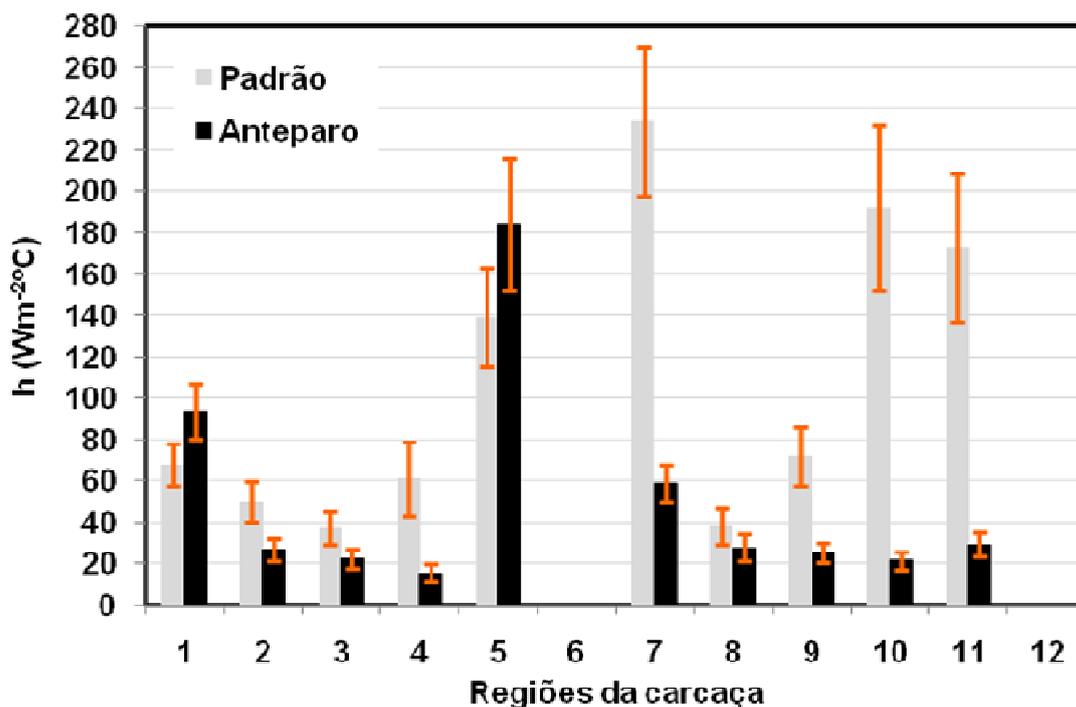


Figura 6.73 - Comparação entre os coeficientes de transferência de calor na parede interna da carcaça em condição de operação de referência padrão e com anteparo para bloqueio do óleo.

Em relação ao fluxo de calor na carcaça, existe um aumento na região do fundo e uma diminuição nas regiões da tampa e da lateral da carcaça, provocando uma alteração significativa na distribuição relativa do fluxo de calor entre as diversas regiões. Para a análise desta questão, a Figura 6.74 ilustra a distribuição percentual do calor trocado na tampa, na lateral e no fundo da carcaça para a condição de referência padrão sem e com anteparo.

Observa-se que na condição sem anteparo, existe uma forte interação térmica entre o óleo e a tampa da carcaça, e esta região acaba sendo responsável pela rejeição de 37% do calor total do compressor, enquanto que o fundo responde por apenas 14%. Em contrapartida, ao bloquear o escoamento de óleo e forçá-lo a descer diretamente para o cárter, a parcela de troca de calor da tampa é reduzida drasticamente, passando a rejeitar apenas 23% do calor total, enquanto que o fundo passa a contribuir com 30% do calor liberado pelo compressor.

A alteração do escoamento de óleo no interior do compressor não afeta somente a distribuição das parcelas do fluxo de calor, mas também a magnitude do calor total rejeitado. O cálculo do calor rejeitado pelo compressor via balanço de energia, na condição de operação de referência, e sem a presença do anteparo, é de 87W. Quando o compressor opera na mesma condição de referência, mas com o anteparo, o calor

rejeitado cai para 78W, ou seja, uma redução de 10%. Como o compressor libera menos calor através da parede da carcaça com o emprego do anteparo de óleo, a temperatura do gás no passador de descarga sofre uma elevação de 89,1°C para 94,6°C, ou seja, um aumento de 6%. Em termos de capacidade de refrigeração e consumo de energia do compressor, as diferenças não foram expressivas, ficando abaixo de 1%.

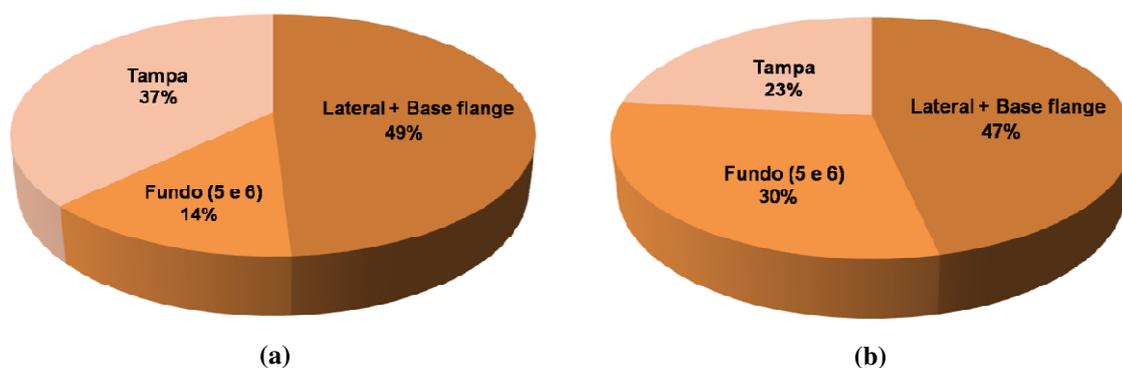


Figura 6.74 - Distribuição do calor rejeitado na parede interna da carcaça na condição de operação de referência (a) padrão e (b) com anteparo.

### 6.5.2 Parede Externa da Carcaça

Resultados referentes à troca de calor pela parede externa da carcaça são apresentados nas Figura 6.75 a 6.78. As regiões da parede externa envolvidas nesta análise estão identificadas na Figura 5.2.

Analisando as Figuras 6.75 a 6.77, percebe-se que, de forma geral, os fluxos de calor e as temperaturas na parede externa da carcaça acompanham a tendência observada na parede interna. Observa-se uma considerável queda da transferência de calor e do potencial de temperatura nas regiões da tampa. Porém, na região *Fundo (5)*, nota-se que o fluxo de calor não varia, embora haja uma elevação na região *Placa base (6)*.

A provável explicação para o panorama observado está vinculada à mudança da trajetória do escoamento do óleo no interior do compressor. Na condição padrão, grande parte do óleo retorna ao cárter pela parede lateral da carcaça. Contudo, com a presença do anteparo, o óleo chega ao cárter através da região central do compressor, escoando sobre os componentes do *kit*. Por este motivo, nota-se uma elevação do fluxo de calor na superfície interna da região *Fundo (5)*, o que não ocorre na região periférica *Fundo (placa base) (6)*. Entretanto, ao atravessar a carcaça, o calor se propaga por condução e parte dele segue para a superfície externa da região *Placa base (6)*, ocasionando um aumento

de fluxo de calor na mesma. Por outro lado, constata-se que a superfície central externa do cárter, ou *Fundo* (5), não apresenta modificações significativas no fluxo de calor. Os coeficientes de transferência de calor locais (Figura 6.78) não apresentam modificações de um teste para o outro, como já era esperado.

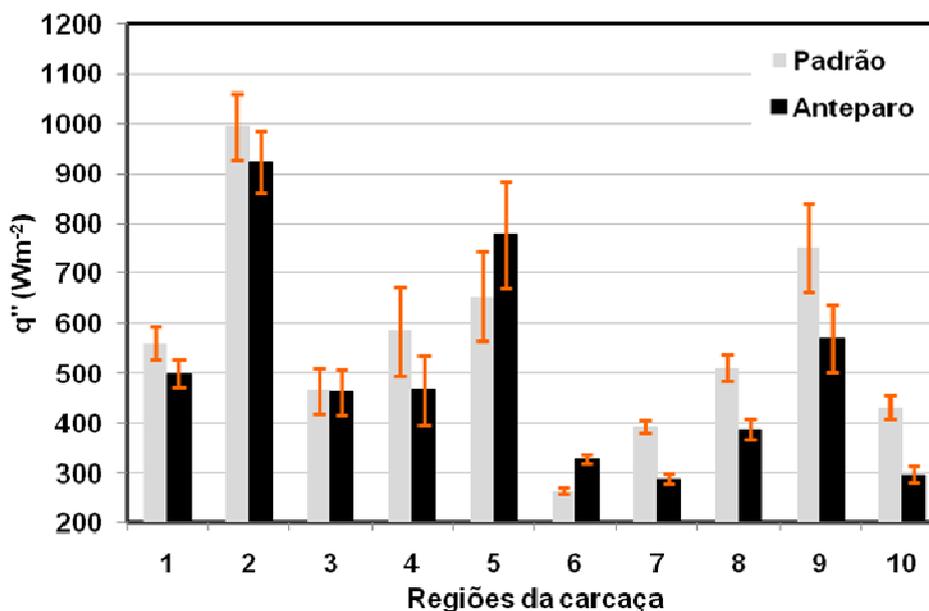


Figura 6.75 - Comparação entre medições de fluxo de calor na parede externa da carcaça em condição de operação de referência padrão e com anteparo para bloqueio do óleo.

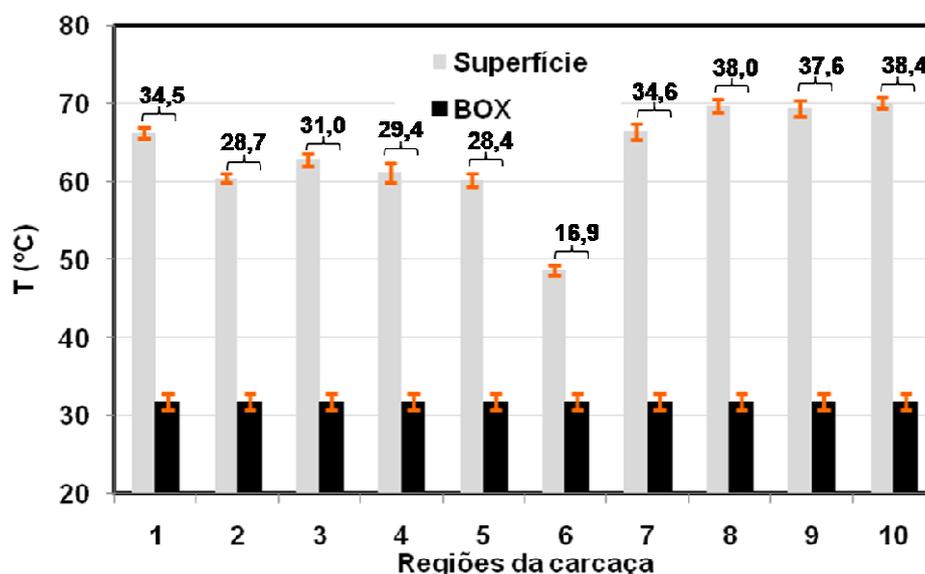


Figura 6.76 - Comparação entre potenciais de temperatura na parede externa da carcaça em condição de operação de referência padrão.

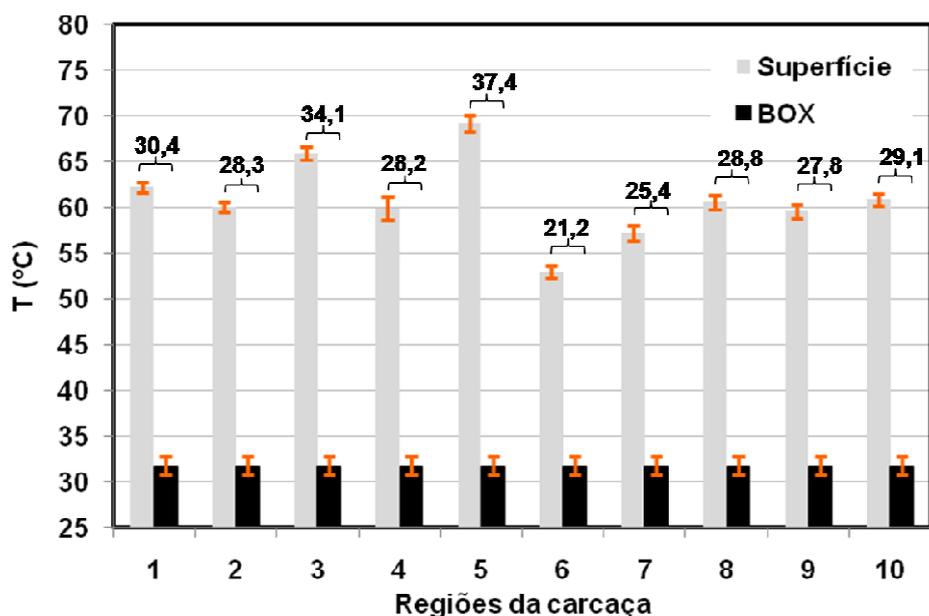


Figura 6.77 - Comparação entre potenciais de temperatura na parede externa da carcaça em condição de operação de referência com anteparo para bloqueio do óleo.

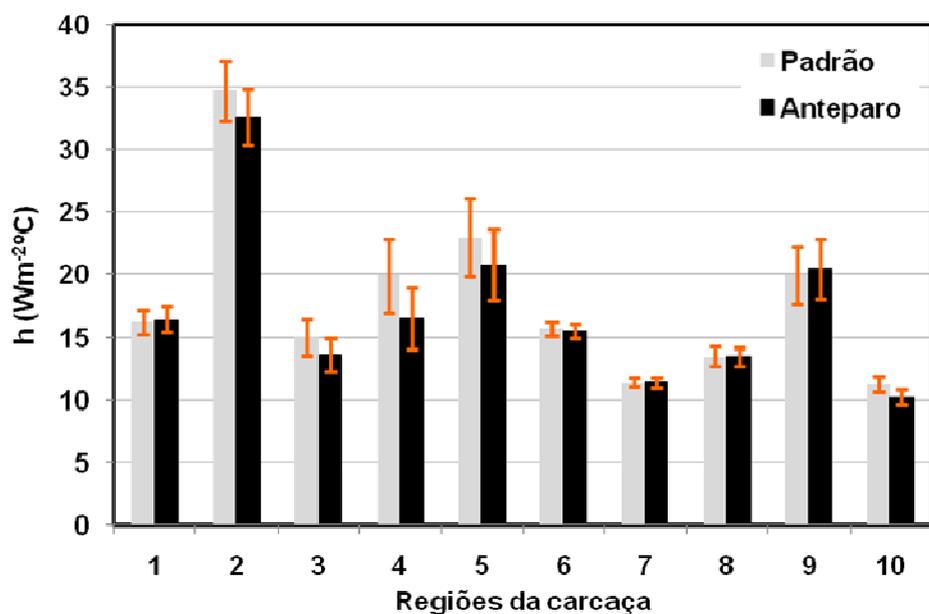


Figura 6.78 - Comparação entre os coeficientes de transferência de calor na parede externa da carcaça em condição de operação de referência padrão e com anteparo para bloqueio do óleo.

## 6.6. Transiente térmico do compressor

Nesta seção, apresenta-se uma análise da transferência de calor no compressor durante o seu transiente térmico, iniciado no momento em que o compressor é ligado. A motivação para esse estudo complementar está associada ao fato de que o compressor, em

qualquer aplicação de refrigeração, dificilmente atinge a condição de equilíbrio térmico durante sua operação. Portanto, resultados para essa condição transiente podem auxiliar o entendimento dos caminhos preferenciais do calor no interior do compressor nas fases iniciais de seu funcionamento.

As medições em regime transiente foram realizadas nos dois compressores (Compressor 1 e Compressor 2) ao longo das duas primeiras horas de funcionamento, considerando a condição de referência (-23,3°C/40,5°C). Devido à grande quantidade de pontos medidos em função da taxa de aquisição (1pps), efetuou-se uma operação de filtragem dos dados experimentais. A operação consistiu em dividir a amostra coletada durante toda a aquisição, um total de aproximadamente 7.570 pontos, em intervalos de 60 pontos e, em seguida, aplicar uma média em cada intervalo. Portanto, o valor médio assim obtido representa o intervalo de 60 pontos, ou ainda, o valor da propriedade em um intervalo de 1 minuto.

Os resultados foram obtidos de médias das medições de dois testes. A dispersão dos resultados se mostrou próxima às obtidas para a condição de regime permanente, sendo aceitáveis para o objetivo desta secção. A apresentação dos resultados é dividida em duas subsecções, uma para a carcaça e outra para o *kit* do compressor.

### 6.6.1 Carcaça

Foram selecionadas três regiões da parede interna e três da parede externa para a análise do transiente térmico da carcaça do compressor, selecionadas em pares a fim de representar diferentes regiões da carcaça. Neste sentido, as seguintes regiões foram selecionadas: *Fundo externo* (5) e *Fundo interno* (5), referentes ao cárter, *Tampa muffler descarga externo* (9) e *Tampa muffler descarga interno* (10), referentes à tampa, e *Lateral tomada elétrica externo* (1) e *Lateral tomada elétrica interno* (1), referentes à lateral.

Os resultados para transientes de fluxo de calor e de temperatura são apresentados nas Figuras 6.79 e 6.80. Para auxiliar a análise dos resultados, sugere-se o uso das Figuras 5.2 e 5.4, nas quais são indicadas a posição de cada região.

Através das Figuras 6.79 e 6.80, observa-se que a região *Tampa muffler descarga interno* (10), situada periféricamente na tampa, sente de imediato a dissipação de calor, provavelmente em virtude do jato colidente de óleo, o qual transfere energia à superfície da região com maior intensidade do que ocorre nas demais regiões internas da carcaça.

Naturalmente, o transiente de temperatura dessa superfície apresenta a maior taxa de elevação da carcaça, atingindo níveis superiores à 70°C próximo da condição de regime permanente.

O efeito do jato colidente na parede interna em conjunto com a ventilação de ar promovem também uma rápida elevação inicial do fluxo de calor sobre a região *Tampa muffler descarga externo* (9), em comparação às demais regiões externas em análise. Da mesma forma, a Figura 6.79 permite observar que nos primeiros 10 minutos de teste, a região externa *Fundo* (5) não troca calor. Isto ocorre pois possivelmente as temperaturas desta superfície e do ar no interior do BOX são praticamente iguais durante este período, apesar de não ter sido mostrado o comportamento transiente da última na Figura 6.80. Contudo, a partir do instante que a temperatura da região externa *Fundo* (5) supera a temperatura do ar, inicia-se o processo de transferência de calor, o qual apresenta uma taxa de crescimento superior à região externa *Lateral tomada elétrica* (1). Tal crescimento pode ser explicado pelo nível de ventilação de ar sobre a região externa *Fundo* (5), o qual é mais intenso que o observado sobre a região externa *Lateral tomada elétrica* (1), como ilustra a Figura 6.12.

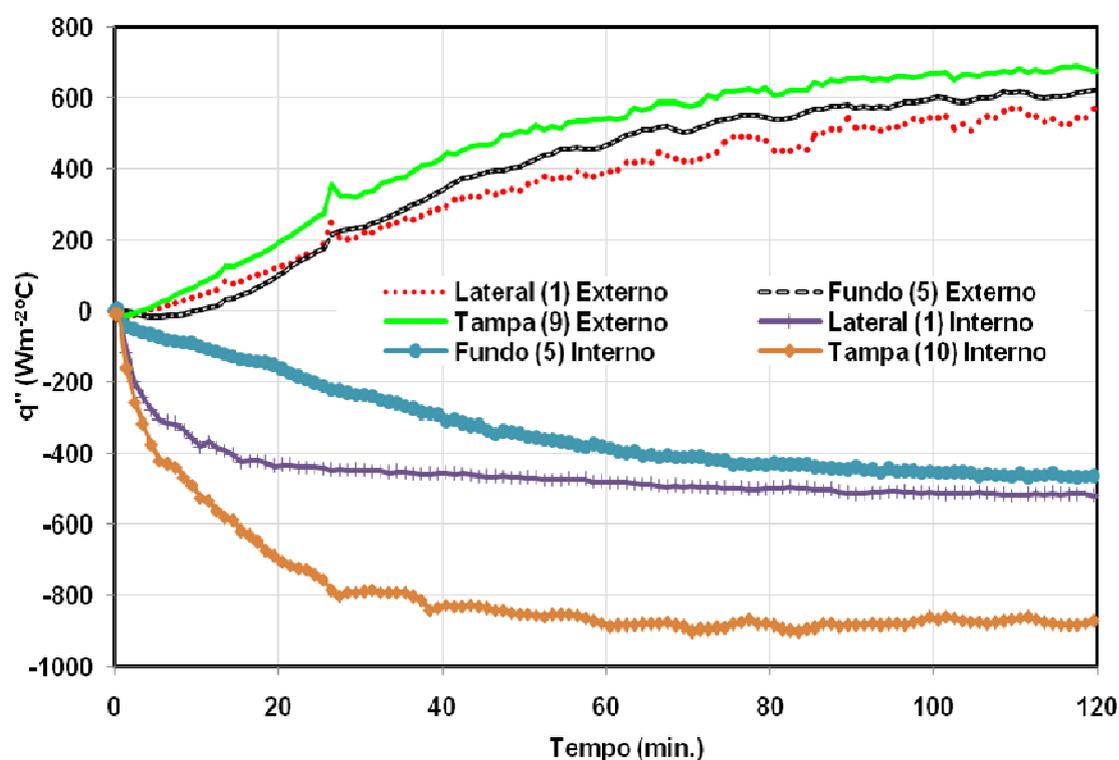


Figura 6.79 – Fluxo de calor local transiente na carcaça do compressor em condição de operação de referência.

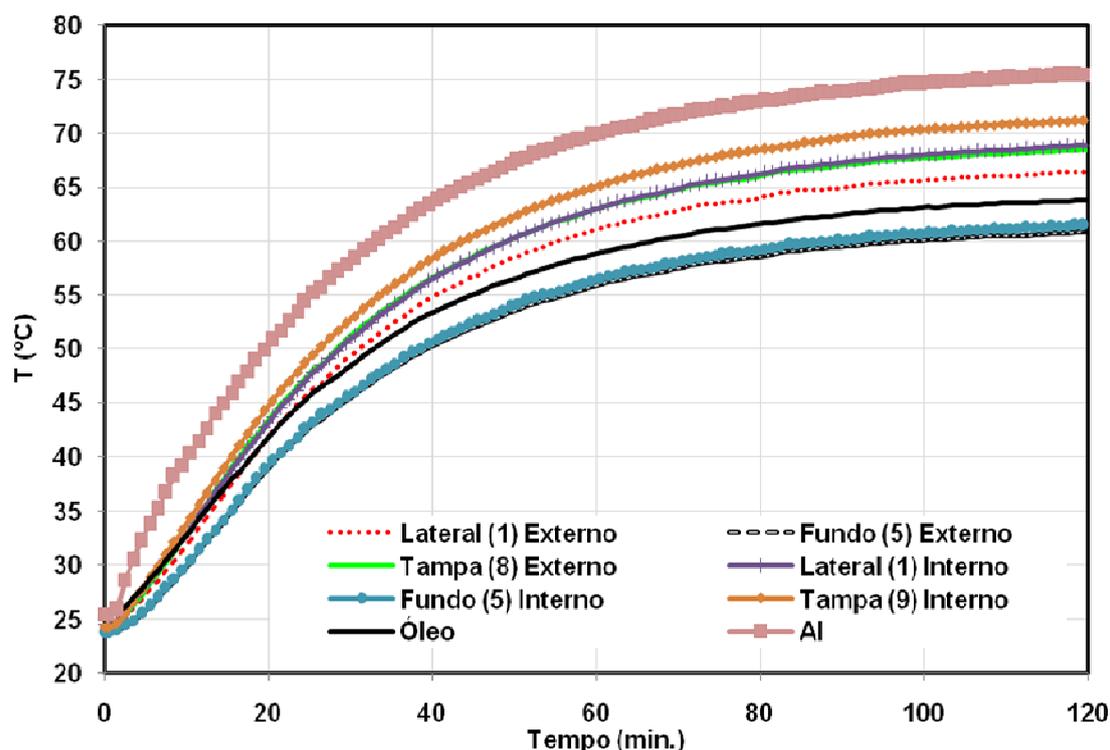


Figura 6.80 – Temperaturas superficiais transientes na carcaça do compressor em condição de operação de referência.

### 6.6.2 Kit do compressor

A análise do transiente térmico do *kit* do compressor inclui resultados para o muffler de sucção, motor, cilindro e sistema de descarga.

#### a) Muffler de sucção

Os resultados de fluxo de calor e temperatura transientes para o muffler de sucção são apresentados nas Figuras 6.81 e 6.82, com o auxílio da Figura 5.6.

A Figura 6.81 mostra que, ao longo de todo o teste, o fluxo de calor na região *Muffler frontal* (1) é superior ao observado na região *Muffler traseiro* (2). Percebe-se também, que o muffler de sucção troca muito pouco calor com o ambiente interno do compressor durante os primeiros minutos de teste, principalmente a região *Muffler traseiro* (2), onde o calor começa a ser absorvido em torno de 10 minutos do início da operação.

Embora tenha sido aplicado um filtro nos dados experimentais, percebe-se uma pequena diferença nos sinais de fluxo de calor das duas regiões do muffler. Na região (1),

onde a troca de calor é predominantemente de natureza convectiva, observa-se que a curva apresenta mais flutuações. Isto não ocorre com a curva dos dados experimentais da região (2), onde a transferência de calor é dominada pelos modos de radiação e de condução. De fato, a diferença entre as curvas se deve justamente à natureza dos diferentes mecanismos de troca de calor sobre cada superfície. A transferência de calor por convecção pode estar associada a um escoamento turbulento do gás, originando assim flutuações nos sinais de calor captados pelos SFC's. Por outro lado, a transferência de calor por condução ou radiação são mecanismos de troca praticamente insensíveis à natureza do escoamento, resultando em sinais de fluxo de calor mais estáveis.

A Figura 6.82 exibe os transientes de temperatura nas paredes do muffler de sucção, comparando-os a três medições de temperatura no gás no ambiente interno.

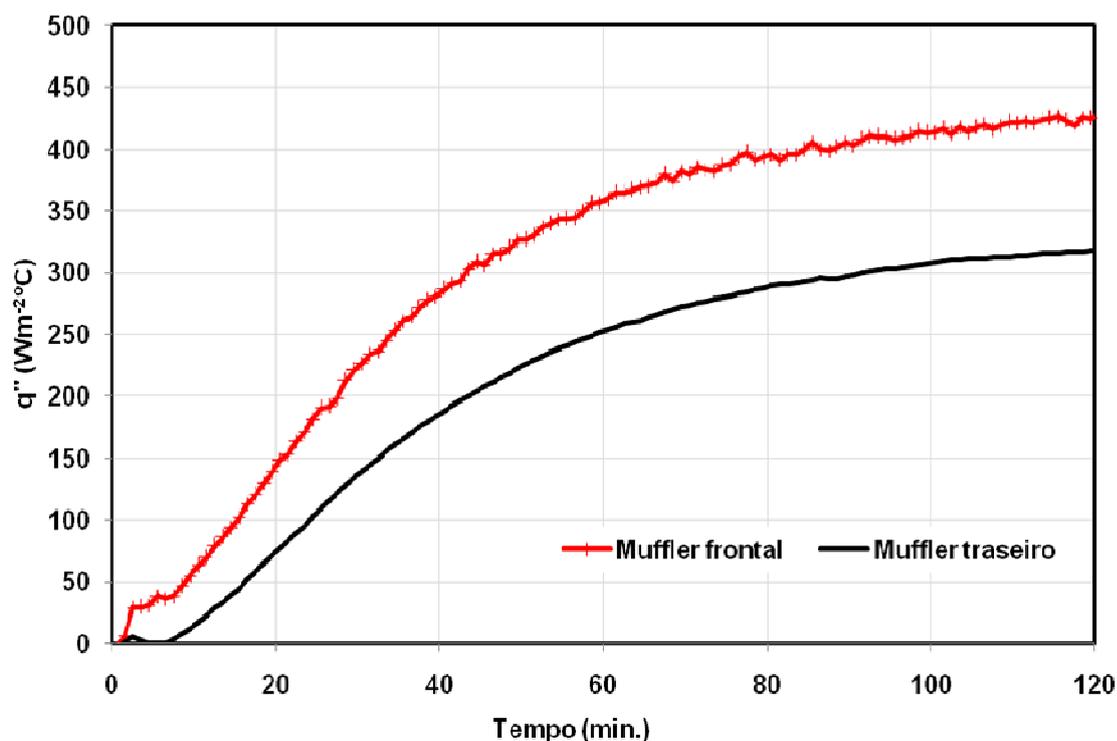


Figura 6.81 - Fluxo de calor local transiente no muffler de sucção em condição de operação de referência.

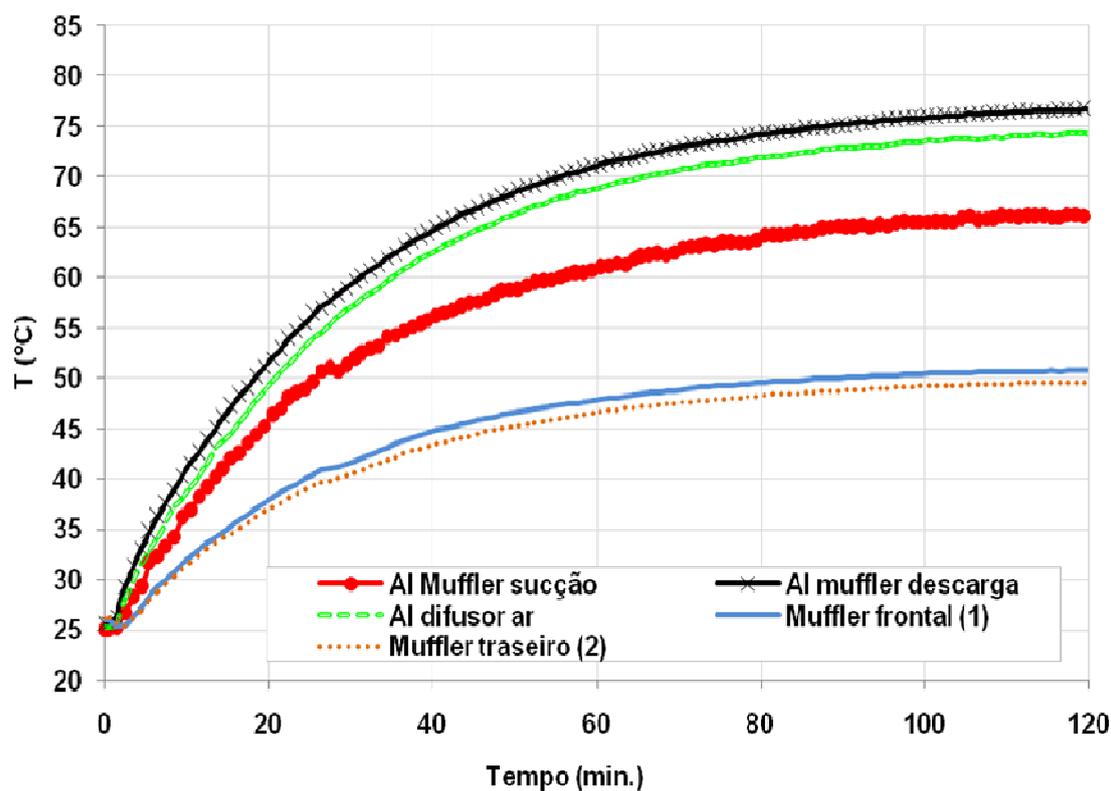


Figura 6.82 - Temperaturas superficiais transientes no mufler de sucção e do gás no ambiente interno (AI) em condição de operação de referência.

### b) Motor

Os resultados de fluxo de calor e temperatura transiente no estator do motor são apresentados nas Figuras 6.83 e 6.84, e devem ser observados com o auxílio da Figura 5.6 para a identificação das regiões envolvidas na análise.

Os SFC's responsáveis pelas medições nas regiões *Estator muffler descarga* (5) e *Estator tomada elétrica* (6) apresentaram problemas de mau contato no decorrer do segundo teste transiente, devido ao rompimento da fiação. Por este motivo, os resultados expressos na Figura 6.83 consideram somente os fluxos de calor medidos nas regiões *Estator muffler sucção* (3), *Estator difusor ar* (4) e os resultados parciais da região *Estator muffler descarga* (5).

Observa-se da Figura 6.83 que, das três regiões laterais do estator, somente a região *Estator muffler sucção* (3) rejeita calor ao longo de todo o transiente. Essa região é localizada defronte à região *Muffler traseiro* (2) e não interage termicamente com o gás do ambiente interno com a intensidade das demais regiões do estator. Por este motivo, a região (3) não chega a absorver calor ao longo do teste. Como comentado em seções anteriores, a região (3) interage predominantemente com a região (2). A Figura 6.85

apresenta os fluxos de calor nas regiões (1) e (2) do muffler de sucção e da região região *Estator muffler sucção* (3), ficando evidente a forte correlação entre os processo de transferência de calor nas regiões (2) e (3), principalmente no transiente inicial.

As demais regiões do estator, (4) e (5), admitem calor nos momentos iniciais do transiente e, após alguns minutos, o sentido dessa transferência de calor é invertido. A razão da inversão do sentido do fluxo de calor pode ser explicada através da Figura 6.84, onde a temperatura do *Estator muffler descarga* (5) é comparada com as temperaturas do gás em três posições do ambiente interno. As temperaturas superficiais das demais regiões do estator evoluem de forma similar à região 5 e, por esta razão, não foram incluídas na figura.

Pode-se perceber que as temperaturas do ambiente interno aumentam mais rapidamente do que a temperatura do *Estator muffler descarga* (5) no transiente inicial. Quando o compressor inicia o seu funcionamento, o aquecimento do ambiente interno ocorre devido ao calor dissipado no cilindro, sistema de descarga e nos mancais, devido ao atrito mecânico. A taxa de calor rejeitado por esses componentes para o gás do ambiente interno é intensificado pela ação do escoamento de óleo no interior do compressor e pela convecção de gás induzida pelo movimento do eixo de acionamento. Assim, inicialmente o gás e o óleo rejeitam calor para o estator, o qual absorve também o calor proveniente das perdas elétricas. De acordo com a inércia térmica do estator, à medida que o tempo avança, sua temperatura aumenta até ultrapassar a temperatura da vizinhança, ocorrendo então a inversão do sentido do fluxo de calor, conforme mostra a Figura 6.83.

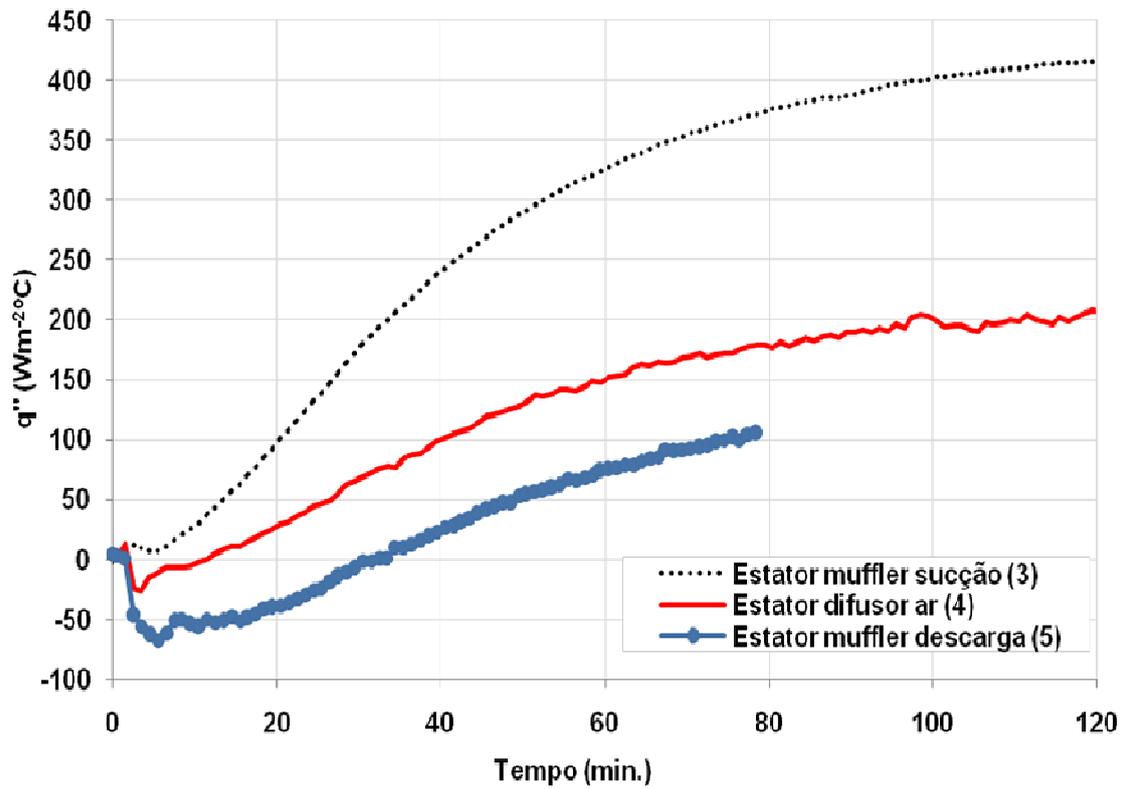


Figura 6.83 - Fluxo de calor local transiente no estator do motor em condição de operação de referência.

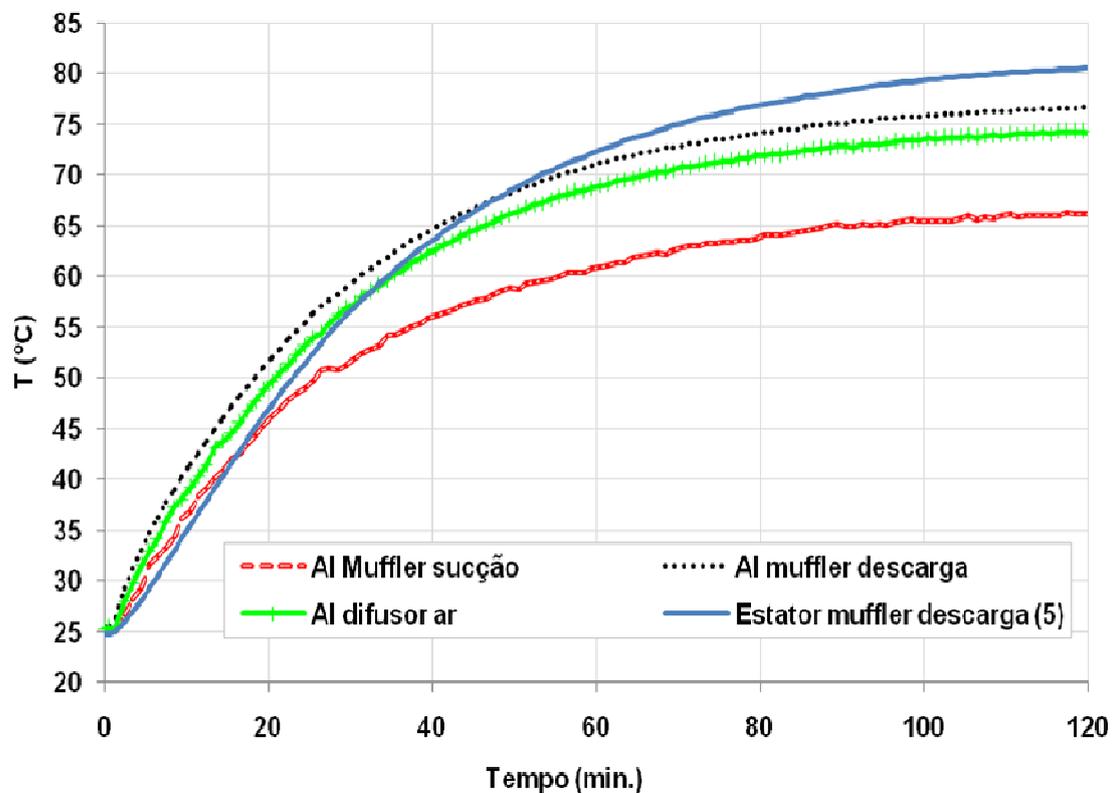


Figura 6.84 – Evolução transiente da temperatura da região Estator muffler descarga (5) e do gás no ambiente interno (AI) em condição de operação de referência.

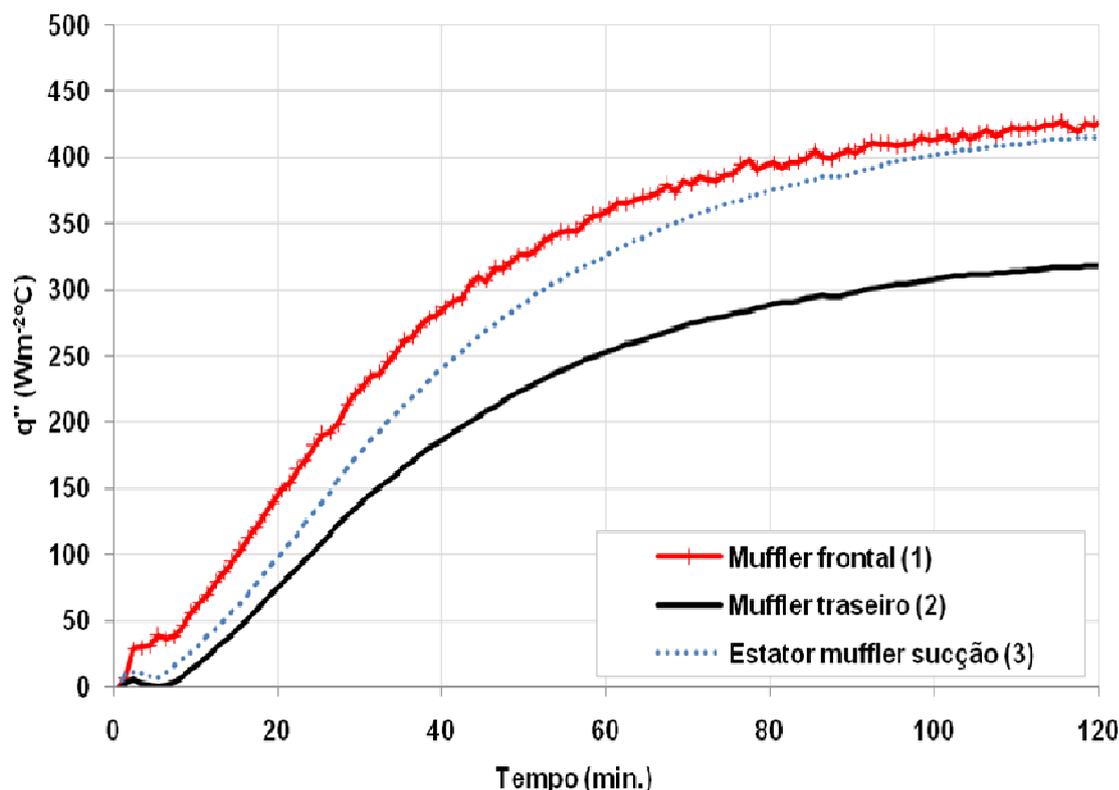


Figura 6.85 – Comparação entre fluxo de calor transiente na região Estator mufler sucção (3) e mufler de sucção.

### c) Cilindro

Os resultados de fluxo de calor e temperatura transientes para o cilindro são apresentados nas Figuras 6.86 e 6.87, sendo que a identificação das regiões envolvidas na análise se encontra na Figura 5.8.

Conforme mostra a Figura 6.86, nos primeiros 20 minutos do funcionamento do compressor ocorre um crescimento rápido do fluxo de calor rejeitado pela região *Cilindro traseiro* (11) em relação às demais regiões. Isto ocorre, pois a transferência de calor nessa região é dominada pelo efeito do escoamento de óleo e gás refrigerante promovido pela rotação do eixo de acionamento. As demais regiões não interagem tão intensamente com o óleo e o gás, pois não se localizam adjacentes ao eixo de acionamento. Portanto, nessas regiões, os coeficientes de transferência de calor resultam mais baixos (Figura 6.28).

Das quatro regiões do cilindro, a região *Cilindro lateral* (10) não foi considerada na análise transiente, pois apresentaram uma dispersão superior a 100%. Acredita-se que o fluxo de calor local em um dos testes pode ter sido alterado em virtude da influência do reposicionamento de fios dos sensores, realizado periodicamente entre um teste e outro.

Da Figura 6.86 observa-se também que todas as três regiões do cilindro apresentam pontos de máximo para o fluxo de calor, situados nos primeiros 30 minutos de teste. Este efeito está vinculado ao aumento da temperatura do gás no ambiente interno do compressor que, embora mais rápido do que no estator, é lento quando comparado ao observado na superfície do cilindro. Isto pode ser comprovado com o auxílio da Figura 6.87, na qual são apresentadas as temperaturas do cilindro e do gás no ambiente interno do compressor.

Finalmente, outro ponto que chama atenção na Figura 6.86 é o aumento de fluxo de calor na região *Cilindro superior* (8) após 100 minutos de teste. Este é um aspecto de difícil explicação, uma vez que o perfil térmico dos componentes do compressor assume um comportamento assintótico a partir de aproximadamente 80 minutos de teste.

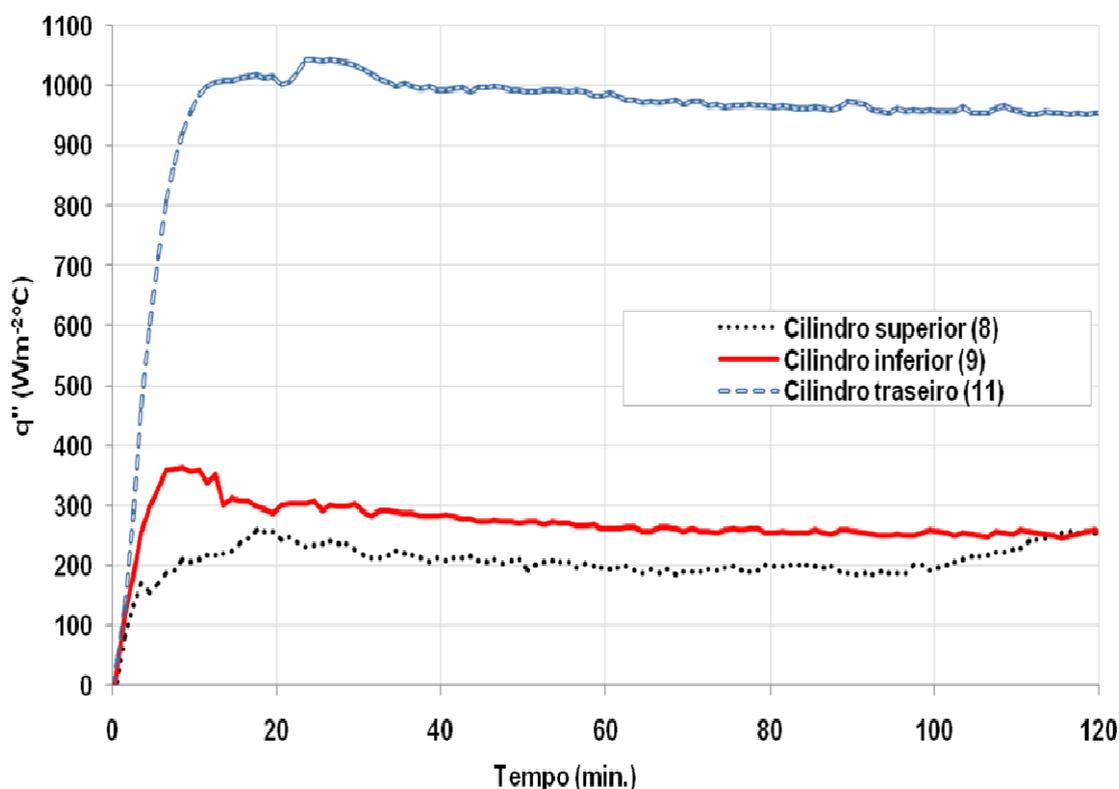


Figura 6.86 - Fluxo de calor local transiente no cilindro em condição de operação de referência.

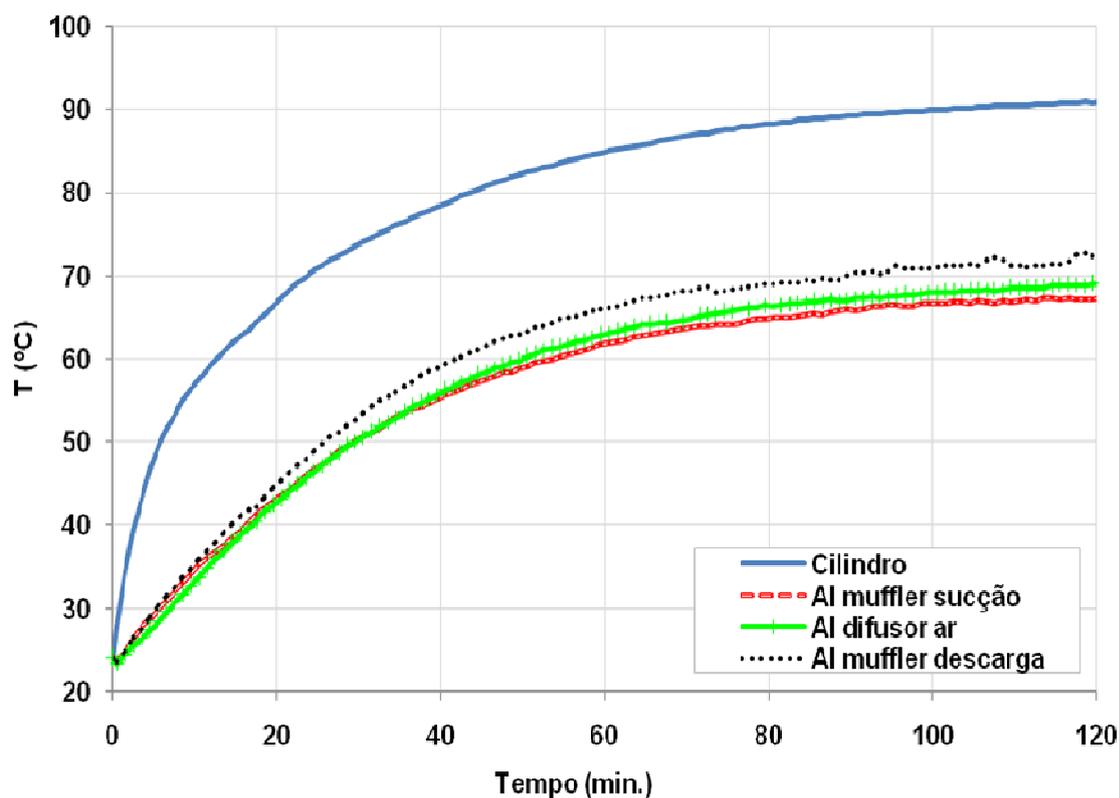


Figura 6.87 - Temperaturas superficiais transientes no cilindro e do gás no ambiente interno (AI) em condição de operação de referência.

#### d) Sistema de descarga

Os resultados para o sistema de descarga são apresentados nas Figura 6.88 a 6.90, devendo ser analisados em conjunto com as informações contidas nas Figuras 5.6 e 5.8 a respeito do posicionamento das diversas regiões envolvidas.

Analisando as Figuras 6.88 e 6.89, pode-se perceber que as regiões *Tampa da câmara de descarga* (7), *Volume 1 Helmholtz interno* (14) e *Volume 2 Helmholtz interno* (17) apresentam pontos de máximo de fluxo de calor logo no transiente inicial, devido às diferentes taxas de crescimento das temperaturas do gás e de cada uma das respectivas superfícies. Conforme observa-se na Figura 6.90, a temperatura da superfície da região (7) aumenta muito mais rápido do que as temperaturas do ambiente interno, ao contrário do que ocorre nas regiões (14) e (17).

Um aspecto muito interessante observado na Figura 6.88 diz respeito ao comportamento transiente de fluxo de calor na região *Volume 1 Helmholtz externo esquerda* (13). Com 5 minutos de teste, o fluxo de calor nesta região parece atingir uma condição de regime permanente, mas após 20 minutos de funcionamento do compressor,

o fluxo de calor aumenta de forma brusca, alcançando um novo patamar aos 60 minutos de teste. A explicação desta mudança pode estar relacionada à alteração do escoamento de óleo saindo da bomba, em função da elevação de sua temperatura. Segundo Alves (2007), a vazão de óleo succionado pela bomba centrífuga acoplada ao eixo aumenta com a redução da viscosidade do óleo, o que acontece com o aumento da sua temperatura. Assim, a elevação da vazão de óleo poderia induzir uma mudança no escoamento de óleo na saída da bomba, alterando a intensidade com a qual o mesmo atinge algumas regiões dentro do compressor.

Na região *Volume 2 Helmholtz externo esquerda* (16), também é observado um pequeno aumento no fluxo de calor, simultâneo ao que ocorre na região (13), que pode decorrer da alteração do escoamento de óleo. Ambas as regiões são posicionadas em frente ao eixo de acionamento do compressor, como pode ser visto na Figura 5.9. A elevação do fluxo de calor de  $200 \text{ W/m}^2$  para  $900 \text{ W/m}^2$  na região (13), ou seja, um aumento de 350% em 40 minutos, comprova mais uma vez o efeito significativo do óleo lubrificante na transferência de calor no interior do compressor.

A Figura 6.88 possibilita ainda notar um comportamento muito peculiar do fluxo de calor na região *Volume 1 Helmholtz interno* (14). Instantes após a partida do compressor há um aumento do fluxo de calor na região (14), seguido de uma forte queda e, então, um aumento brusco novamente. No entanto, as informações disponíveis não foram suficientes para explicar este fenômeno.

Finalmente, a Figura 6.91 apresenta resultados para um comparativo do fluxo de calor transiente em várias regiões do compressor.

Durante os 10 minutos iniciais do transiente observam-se poucas alterações no fluxo de calor no muffler de sucção. No entanto, posteriormente, o fluxo de calor neste componente aumenta e supera o valor medido na região inferior do cilindro. Nota-se também que a elevação mais acentuada de fluxo de calor ocorre na região *Tampa da câmara de descarga* (7), o que é natural, uma vez que esta região é a primeira a entrar em contato com o gás quente proveniente da descarga do cilindro. Contudo, percebe-se que o fluxo de calor na região (7) é eventualmente superado pelo fluxo de calor na região interna periférica da carcaça, correspondente à *Tampa carcaça int.* (10). Como já discutido anteriormente, a transferência de calor nesta região é acentuada em virtude do efeito do jato colidente de óleo de alta temperatura contra a superfície da região (10).

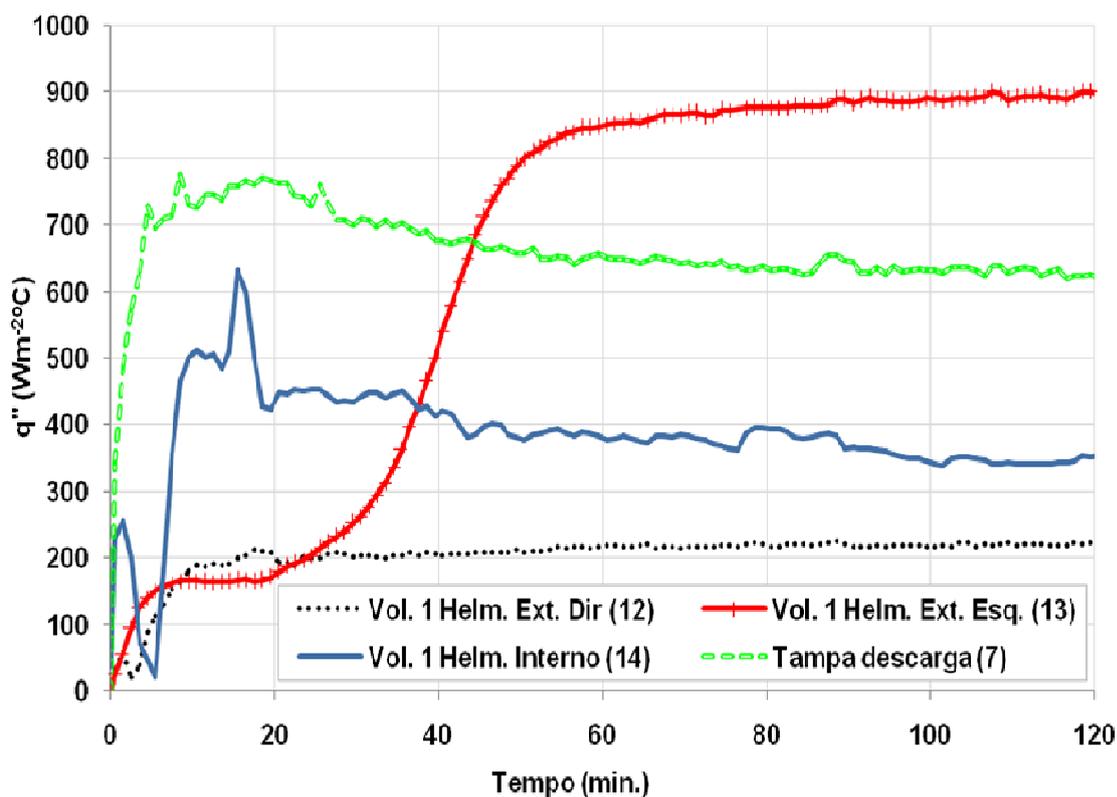


Figura 6.88 - Fluxo de calor local transiente na Tampa da câmara de descarga (7) e no Volume 1 Helmholtz (12, 13 e 14) em condição de operação de referência.

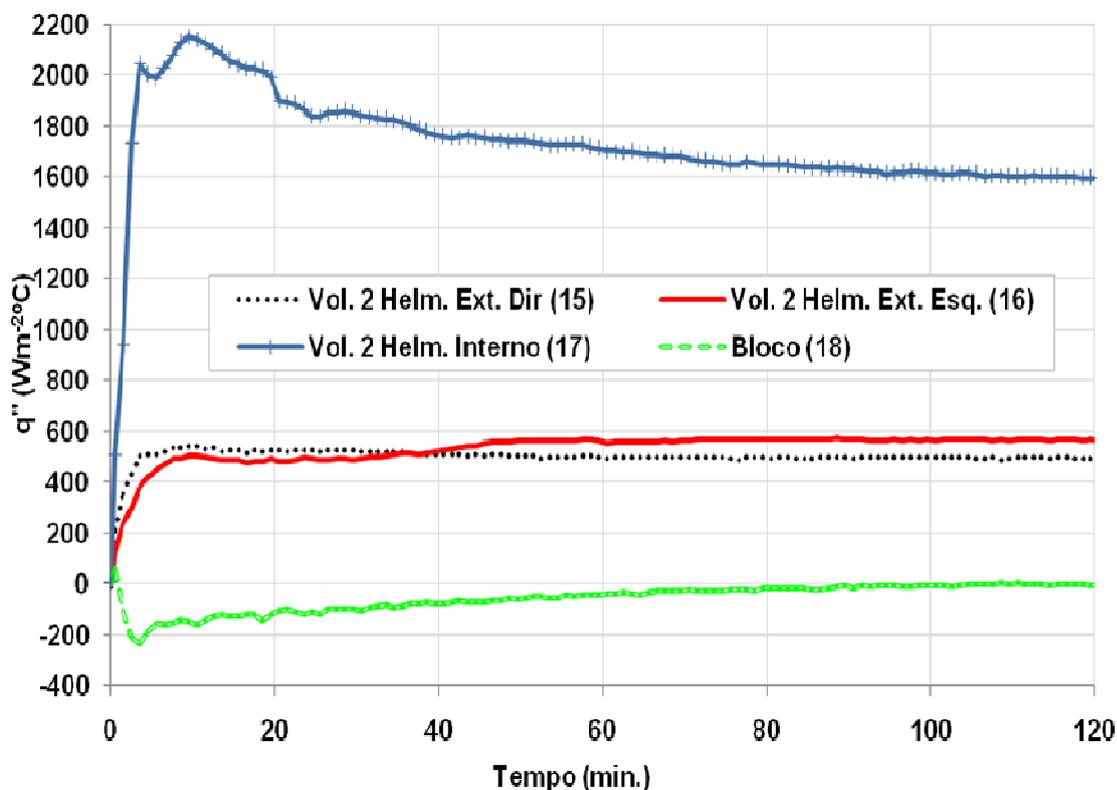


Figura 6.89 - Fluxo de calor local transiente no Volume 2 Helmholtz (15, 16 e 17) e no Bloco (18) em condição de operação de referência.

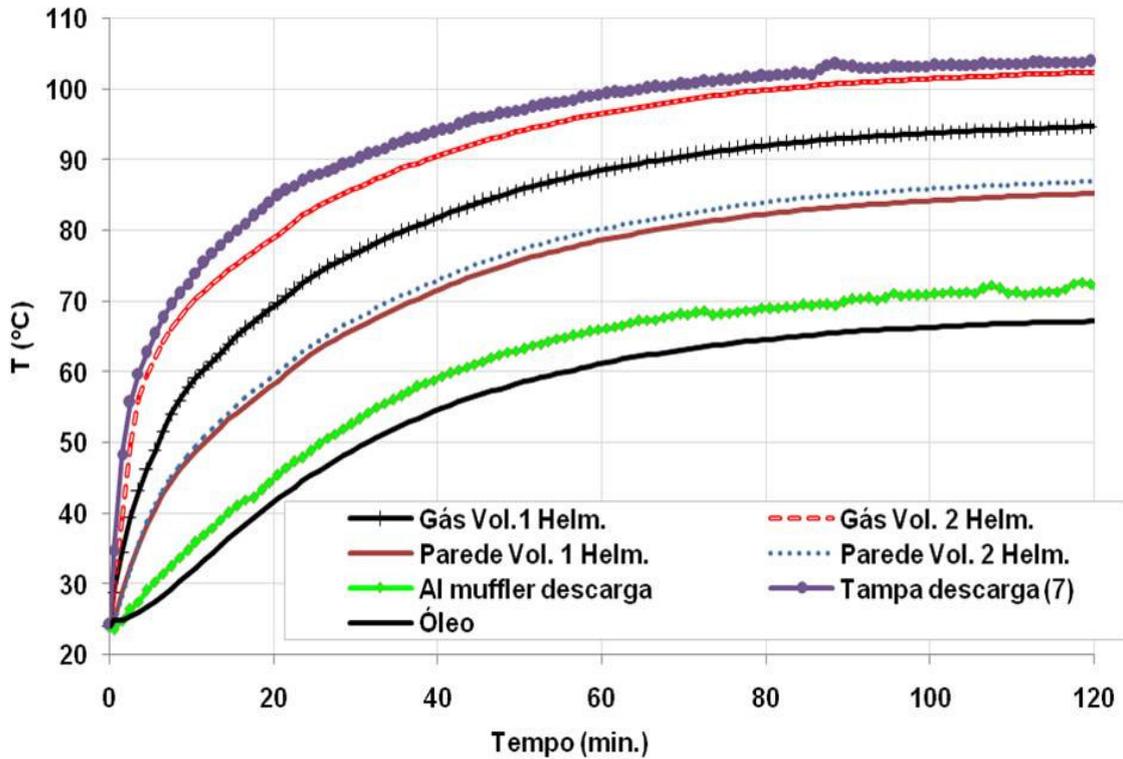


Figura 6.90 - Temperaturas transientes no sistema de descarga e do gás no ambiente interno (AI) em condição de operação de referência.

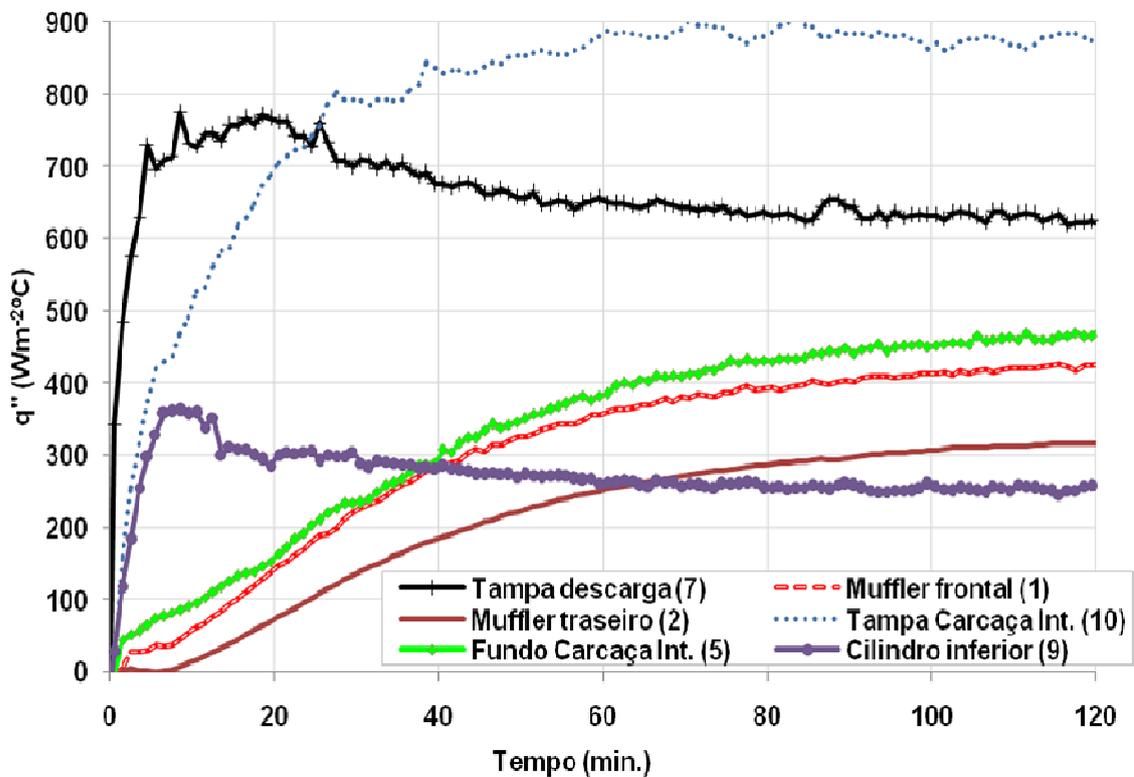


Figura 6.91 - Fluxo de calor local transiente em algumas regiões do compressor sob condição de operação de referência.

## 6.7. Conclusões

O presente capítulo apresentou resultados referentes à transferência de calor em componentes de um compressor hermético alternativo de refrigeração doméstica. Os resultados foram obtidos de medições locais de fluxo de calor e temperatura, realizadas com SFC's e termopares, em posições de interesse no compressor. Adicionalmente, coeficientes de transferência de calor locais foram calculados a partir das medições das duas grandezas supracitadas, com o intuito de procurar entender os mecanismos de troca de calor em cada componente analisado.

Antes de iniciar a análise da transferência de calor local nos diversos componentes, foram realizadas verificações dos resultados obtidos para a carcaça do compressor. A primeira verificação consistiu em calcular o calor rejeitado pelo compressor através de um balanço de energia, baseado em medições de fluxo de massa, consumo de energia do compressor e variação de entalpia do gás entre os passadores de sucção e de descarga. O resultado desse balanço foi comparado ao valor calculado via a integração das medições de fluxo de calor locais na carcaça do compressor. De forma geral, o nível de concordância foi satisfatório, com diferenças inferiores a 20% em todas as condições testadas.

A segunda verificação consistiu em realizar uma simulação numérica da condução de calor na carcaça do compressor, empregando, como condição de contorno, valores de temperatura para o gás no ambiente interno e o ar no ambiente externo bem como coeficientes locais de transferência de calor, obtidos experimentalmente. Os resultados numéricos de temperatura na parede da carcaça apresentaram boa concordância com os dados experimentais, com diferenças típicas da ordem de 2% para valores de temperatura e de 3% para fluxos de calor.

Com metodologia de medição verificada, passou-se à análise do fluxo de calor local em outros componentes do compressor, tais como muffler de sucção, estator, cilindro e sistema de descarga. Em linhas gerais, observou-se que o escoamento de óleo sobre alguns desses componentes e a movimentação de gás no ambiente interno, provocado pela rotação em alta velocidade do eixo de acionamento, são os principais agentes determinantes da interação térmica entre componentes do compressor. No entanto, deve ser ressaltado que algumas análises teóricas conduzidas indicam que a troca de calor por radiação pode ser bastante significativa em alguns componentes. De fato,

este aspecto pode ser explorado a fim de intensificar a troca de calor entre o *kit* e a carcaça do compressor.

O presente capítulo abordou também o efeito da condição de operação do compressor e do escoamento de óleo sobre superfície interna da carcaça na transferência de calor entre os componentes do compressor. Testes em duas condições bastante distintas de operação mostraram que, de maneira geral, variações no fluxo de calor e na temperatura em componentes do compressor se distribuem de forma uniforme de acordo com a quantidade de calor rejeitada em cada condição. Neste sentido, observou-se que os coeficientes de transferência de calor locais são pouco alterados de uma condição para outra.

A análise do efeito do escoamento de óleo sobre a carcaça possibilitou evidenciar mudanças claras na transferência de calor. Ao impedir que o jato de óleo incidisse contra a tampa da carcaça ao sair da bomba e escoasse posteriormente ao longo de sua parede lateral, observou-se uma redução de 10% no calor total rejeitado pelo compressor. A região da tampa e do fundo, situado junto ao cárter, apresentaram alterações em suas contribuições na rejeição de calor do compressor. A tampa, responsável por dissipar 37% do calor rejeitado pelo compressor em condição padrão, passou a rejeitar 23% em condição com anteparo. Por outro lado, o fundo da carcaça passou a contribuir com 30% do calor total dissipado pela carcaça em condição com anteparo, enquanto que em condição padrão, rejeita apenas 14%.

Finalmente, foi realizada uma análise da transferência de calor nos componentes do compressor durante o regime transiente térmico, estabelecido após o seu ligamento. Nesta análise, foi possível constatar a ocorrência de diferentes escalas de tempo de elevação de temperatura dos componentes. Por exemplo, observou-se que o gás do ambiente interno apresenta um aquecimento mais lento do que as superfícies do cilindro e do sistema de descarga. No entanto, a temperatura do gás aumenta mais rapidamente que a temperatura do estator, fazendo com que este absorva calor nos minutos iniciais do transiente. Outra conclusão muito interessante diz respeito à mudança da trajetória do escoamento de óleo em função do aumento da temperatura, inferida através de medições de fluxo de calor em alguns componentes, sobretudo em um dos volumes Helmholtz do sistema de descarga.

Embora resultados satisfatórios tenham sido atingidos, deve ser ressaltado que a etapa de instrumentação do compressor é extremamente importante. Neste sentido, sugere-se que medições futuras de fluxo de calor em compressores sejam realizadas de

forma separada para cada componente, a fim de reduzir o volume de fiações dos sensores, facilitar o procedimento experimental e reduzir as incertezas dos resultados. Este aspecto é de grande importância pois um número excessivo de fios no interior do compressor pode inclusive alterar a transferência de calor nos componentes.

---

## CAPÍTULO 7 – CONSIDERAÇÕES FINAIS

---

Conforme exposto no início desta dissertação, sistemas de refrigeração são responsáveis por uma grande fatia do consumo de energia do Brasil. Apesar da grande melhoria em suas eficiências, o consumo de energia desses sistemas vem aumentando em virtude da elevação da demanda de geladeiras, *freezers* e condicionadores de ar. O compressor é um componente extremamente importante em sistemas de refrigeração, com oportunidades para o aumento de eficiência. Uma dessas alternativas consiste em modificar seus processos termodinâmicos como, por exemplo, pela redução do superaquecimento do gás no sistema de sucção, o qual é responsável por 25% da ineficiência do compressor.

Diversos esforços vêm sendo realizados ao longo dos anos para reduzir as perdas energéticas de compressores alternativos, através do emprego de técnicas experimentais e computacionais. Como as ineficiências termodinâmicas estão intimamente relacionadas ao perfil térmico do compressor, a maioria dos trabalhos de caráter experimental consiste, basicamente, em medições de temperatura em diversos de seus componentes. Posteriormente, com base em tais medições, análises são realizadas sobre o processo de transferência de calor no compressor.

A escassez de técnicas para o mapeamento térmico do compressor foi um dos principais motivadores para o desenvolvimento deste trabalho, focado na avaliação experimental do fluxo de calor em componentes de compressores, com a utilização de sensores de fluxo de calor (SFC's). Medições de temperatura foram também realizadas no fluido refrigerante e no óleo lubrificante, permitindo a avaliação de coeficientes locais de transferência de calor nos diversos componentes do compressor, com o intuito de procurar entender os mecanismos de troca de calor em cada componente analisado. Além disto, investigaram-se também efeitos da condição de operação e do escoamento de óleo no interior do compressor sobre o processo da transferência de calor. O compressor foi testado em uma bancada de ciclo quente, composta por diversos equipamentos para o controle das condições de operação. A utilização com sucesso de SFC's na caracterização térmica de componentes de compressores constitui uma atividade inédita e representa uma das principais contribuições do presente trabalho.

Os resultados experimentais foram validados com referência a balanços de energia na carcaça do compressor, verificando erros inferiores a 20% em todas condições testadas. Com o procedimento de medição validado, passou-se a análise do fluxo de calor local em outros componentes do compressor, tais como *muffler* de sucção, estator, cilindro e sistema de descarga. As principais conclusões desta análise foram:

- O escoamento de óleo e a movimentação de gás no ambiente interno, induzidos pela rotação do eixo de acionamento, são os principais agentes determinantes da interação térmica entre componentes do compressor;
- A transferência de calor por radiação é bastante significativa em alguns componentes e, de fato, deve ser explorada a fim de intensificar a troca de calor entre o *kit* e a carcaça do compressor;
- Testes do compressor em duas condições bastante distintas de operação mostraram que as variações no fluxo de calor e na temperatura em componentes do compressor se distribuem de forma uniforme de acordo com a quantidade de calor rejeitada em cada condição. Observou-se também que os coeficientes de transferência de calor locais são pouco alterados de uma condição para outra;
- A análise do efeito do escoamento de óleo sobre a carcaça possibilitou evidenciar sua importância na rejeição de calor do ambiente interno através da carcaça;
- Através da análise da transferência de calor durante o transiente térmico do compressor, estabelecido após o seu ligamento, constatou-se a presença de diferentes escalas de tempo na elevação de temperatura dos componentes.

A partir do desenvolvimento do procedimento de medição e da análise da transferência de calor em componentes do compressor, sugerem-se alguns tópicos para trabalhos futuros:

- Estudar com maior detalhamento a transferência de calor por radiação no interior do compressor, com o objetivo de verificar o seu potencial para a redução do superaquecimento;
- Desenvolver modelos de simulação térmica do compressor, empregando os dados de coeficiente de transferência de calor, obtidos neste trabalho, como condições de contorno;

- Investigar os processos de transferência de calor em diferentes modelos de compressores, para aplicações tanto doméstica como comercial, a fim de entender suas diferenças;
- Aprofundar o estudo da transferência de calor em regime transiente no compressor, considerando a sua importância para a análise do mesmo nas condições de operação reais do sistema.

---

## CAPÍTULO 8 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

---

ADAIR R.P.; QVALE E. B.; PEARSON J. T., 1972. **Instantaneous heat transfer to the cylinder wall in reciprocating compressors.** Proceedings of the 1972 International Compressor Engineering Conference, pp. 521-526

ALMBAUER, R. A.; BURGSTALLER, A.; ABIDIN, Z.; NAGY, D., 2006. **3-dimensional simulation for obtaining the heat transfer correlations of a thermal network calculation for a hermetic reciprocating compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper C079.

ALVES, M. V. C., 2007. **Análise e modelagem do bombeamento de óleo em compressores herméticos alternativos para refrigeração doméstica.** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

ANNAND, W. J. D., 1963. **Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines.** Proceedings Institutions of Mechanical Engineers, 177, pp. 973-996.

ANNAND, W. J. D.; MA, T. H., 1970. **Instantaneous heat transfer rates to the cylinder head surface of a small compression-ignition engine.** Proceedings Institutions of Mechanical Engineers, 185, pp. 976-987.

ANSYS INC., 2008. **Fluent User's Guide**, USA.

BORGES, C. J. R.; AZEVEDO, P. V. DE; SILVA, V. DE P. R. DA; CAMPOS, J. H. B. DA C.; MOURA, M. S. B. DE; SOARES, J. M.; SILVA, B. B. DA, 2008. **Influência do calor armazenado no sistema solo-planta no balanço de energia em pomar de mangueiras.** Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental 12 (4), pp. 393-399.

BOUSBAINÉ, A., 1999. **Thermal modeling of induction motors based on an accurate loss density distribution.** Electric Machines and Power Systems, 27 pp. 311-324.

BURNS, G. W.; STROUSE, G. F.; CROARKIN, M. C.; GUTHRIE, W. F., 1993. **Temperature-electromotive force reference functions and tables for the letter-designated thermocouple types based on the ITS-90.** National Institute of Standards and Technology Monograph 175, 630 p.

CAVALLINI, A.; DORETTI, L.; LONGO, G. A.; ROSSETO, L.; BELLA, B.; ZANNERIO, A., 1996. **Thermal analysis of a hermetic reciprocating compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 535-540.

CHURCHILL, S. W.; OZOE, H., 1973. **Correlations for laminar forced convection in flow on an isothermal flat plate and in developing and fully developed flow in isothermal tube.** Journal of Heat Transfer – T ASME 95:416.

COLEMAN, H. W.; STEELE, W. G., 1999. **Experimentation and uncertainty analysis for engineers**, 2<sup>nd</sup> ed., John Wiley & Sons.

DUTTA, A. K.; YANAGISAWA, T.; FUKUTA, M.; 2001. **An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection.** International Journal of Refrigeration, pp. 577-587.

GÜTHS, S.; NICOLAU, V. DE P., 1998. **Contribution to uncertainty analysis of the heat flux calibration process.** American Society of Mechanical Engineers (ASME).

GÜTHS, S.; NICOLAU, V. DE P., 1998. **Instrumentação em ciências térmicas.** Apostila acadêmica – Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas de Materiais (LMPT), Universidade Federal de Santa Catarina.

HUKSEFLUX, 1999. **Application and specification of heat flux sensors.** Hukseflux Thermal Sensors, Version 9904. <http://www.hukseflux.com>.

GOSNEY, W.B., 1982. **Principles of Refrigeration** – Cambridge University Press.

KIM, S. H.; SIM, Y. H.; YOUN, Y.; MIN M. K., 2000. **An experimental study on internal temperature distribution and performance characteristics in a reciprocating compressor for a domestic refrigerator.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue (1), pp. 245-252.

KREMER, R., 2006. **Análise teórica e experimental da influência da atomização de óleo em processos de compressão.** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

KURAZUMI, Y.; TSUCHIKAWA, T.; ISHII, J.; FUKAGAWA, K.; YAMATO, Y.; MATSUBARA, N., 2008. **Radiative and convective heat transfer coefficients of the human body in natural convection.** Building and Environment 43 (12), 2142-2153.

MARINOSKI, D. L.; GÜTHS, S.; PEREIRA, F. O. R.; LAMBERTS, R., 2006. **Improvement of a measurement system for a solar heat gain through fenestrations.** Energy and Buildings 39 (4), 478-487.

MEYER, W. A.; THOMPSON, H. D., 1990. **An analytical model of heat transfer to the suction gas in a low-side hermetic refrigeration compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, 898-907.

MEYER, W. A.; THOMPSON, H. D., 1990. **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, 908-916.

MORRIESEN, A., (em preparação). **Investigação experimental do transiente de temperatura e de velocidade em compressores de refrigeração doméstica.** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

NATIONAL INSTRUMENTS, 2004. **Labview 7.1.**

OOI, K. T., 2003. **Heat transfer study of a hermetic refrigeration compressor.** Applied Thermal Engineering 23, 1931-1945.

OOI, K. T., 2005. **The effects of liquid injection on performance of a rotary compressor.** School of Mechanical and Production Engineering, Nanyang Technological University, Singapore.

PEREIRA, E. L. L.; DESCHAMPS, C. J.; DUTRA, T.; RIBAS JR., F. A., 2008. **Assessment of simulation models for heat transfer in suction mufflers of reciprocating compressors.** International Conference on Compressors and Refrigeration, Xi'an.

PIZARRO R., R. A., 2007. **Influência do óleo lubrificante na transferência de calor em um compressor hermético alternativo.** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

POSSAMAI, F. C.; TODESCAT, M. L., 2004. **A review of household compressor energy performance.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue. Paper C067.

RAJA, B.; SEKHAR, S. J.; LAL D. M.; KALANIDHI, A., 2003. **A numerical model for thermal mapping in a hermetically sealed reciprocating refrigerant compressor.** International Journal of Refrigeration 26 (6), pp. 229-236.

RIBAS JR, F. A., 2007. **Thermal analysis of reciprocating compressors.** International Conference on Compressors and Their Systems, London, pp. 277-287.

RIBAS JR, F. A.; DESCHAMPS, C. J.; FAGOTTI, F.; MORRIESEN, A.; DUTRA, T., 2008. **Thermal analysis of reciprocating compressors – A critical review.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper 1306.

SABAU, A. S.; WU, Z., 2007. **Evaluation of a heat flux sensor spray cooling for the die casting processes.** Journal of Materials Processing Technology 182 (1-3), 312-318.

SEIDEL, R., 2001. **Análise da performance e da distribuição de fluxo de calor num refrigerador doméstico.** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

SHIVA PRASAD, B. G., 1992. **Regenerative heat transfer in reciprocating compressors.** Paper based on original version presented at the 1992 PCRC.

SCHREINER, J. E., 2008. **Desenvolvimento de metodologias de simulação para a análise de soluções de gerenciamento térmico aplicadas a compressores alternativos de refrigeração.** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

SILBERSTEIN, R.; HELD, A.; HATTON, T.; VILNEY, N.; SIVAPALAN, M.; 2001. **Energy balance of a natural jarrah (*Eucalyptus marginata*) forest in Western Australia: measurements during the spring and summer.** *Agricultural and Forest Meteorology* 109 (2), 79-104.

SILVA, L. W. DA, 1998. **Caracterização da transferência de calor em evaporadores roll-bond.** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

SIM, Y. H.; YOUN, Y.; MIN M. K., 2000. **A study on heat transfer and performance analysis of hermetic reciprocating compressors for refrigerators.** *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue* (1), pp. 229-236.

TODESCAT, M. L.; FAGOTTI, F.; PRATA, A. T.; FERREIRA, R. T. S., 1992. **Thermal energy analysis in reciprocating hermetic compressors,** *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 1419-1428.

---

## APÊNDICE I – SENSIBILIDADES DOS SFC’S

---

Como discutido no Capítulo 3, os valores de sensibilidade foram fornecidos para os sensores de fluxo de calor OMEGA, RdF e Vatell, assim como a incerteza relativa ao processo de calibração. Contudo, o mesmo não aconteceu com os sensores fornecidos pelo Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas (LMPT), sendo necessário um processo de calibração.

A análise de incertezas do procedimento de calibração envolve as incertezas da fonte de tensão, usada para fornecer energia elétrica ao sensor, do amperímetro, empregado para a medição da corrente elétrica, e do paquímetro, usado para medir a área superficial do sensor. Contudo, tais incertezas se mostraram muito pequenas frente à incerteza da repetibilidade do processo de calibração, de forma que somente esta foi levada em consideração. Sendo assim, a incerteza padrão associada à sensibilidade do SFC foi estimada como:

$$u(S) = \frac{DP}{\sqrt{n}} \quad (\text{I.1})$$

onde  $u(S)$  representa a incerteza padrão da sensibilidade do SFC,  $DP$ , o desvio padrão da amostra e  $n$ , o número de repetições do processo de calibração. O desvio padrão é calculado da seguinte forma:

$$DP = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (S_i - \bar{S})^2}{n-1}} \quad (\text{I.2})$$

onde  $S_i$  representa o valor de sensibilidade obtido em cada calibração  $i$  e  $\bar{S}$ , o valor de sensibilidade médio, calculado a partir dos valores  $S_{i's}$ .

A partir da incerteza padrão e do número de repetições de calibração (três), calcula-se a incerteza expandida da sensibilidade de cada SFC, para um nível de confiança de 95%:

$$U(S)_{95\%} = u(S) \cdot stu \quad (I.3)$$

onde  $U(S)_{95\%}$  é a incerteza expandida da sensibilidade,  $u(S)$  é a incerteza padrão e  $stu$  é o coeficiente de Student referente a 2 graus de liberdade e 95% de confiança. A Tabela I.1 mostra o valor da sensibilidade de cada um dos SFC’s empregados nas medições e suas respectivas incertezas associadas.

Tabela I.1 – Sensibilidade dos SFC’s e suas respectivas incertezas associadas.

	SFC/Fabricante	Dimensões [mm x mm x mm]	Raio de Curvatura [mm]	S [ $\mu$ V/W/m <sup>2</sup> ]	U(S) <sub>95%</sub>
PAREDE EXTERNA DA CARCAÇA	1/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,54	0,077
	2/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,79	0,090
	3/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,68	0,084
	4/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,76	0,088
	5/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,69	0,085
	6/Termopar	-	-	-	-
	7/Termopar	-	-	-	-
	8/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,78	0,089
	9/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,52	0,076
	10/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,80	0,090
PAREDE INTERNA DA CARCAÇA	1/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,78	0,089
	2a/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,81	0,091
	2b/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,57	0,079
	3a/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,78	0,089
	3b/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,79	0,090
	4/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,75	0,088
	5/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,78	0,089
	6/Vatell	10,0 x 10,0 x 0,25	-	0,121	0,005
	7/RdF	7,8 x 13,0 x 0,17	-	1,11	0,056
	8/RdF	7,8 x 13,0 x 0,17	-	1,05	0,053
	9/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,77	0,089
	10/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,75	0,088

APÊNDICE I – SENSIBILIDADE DOS SFC'S

	11/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,73	0,087
	12/Vatell	10,0 x 10,0 x 0,25	-	0,121	0,005
KIT (MUFFLER DE SUÇÃO, MOTOR, CILINDRO E DESCARGA)	1/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,74	0,087
	2/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,91	0,096
	3/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,82	0,091
	4/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,73	0,087
	5/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,74	0,087
	6/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,77	0,089
	7/Omega	28,5 x 35,1 x 0,18	-	1,76	0,088
	8/LMPT	12,0 x 17,0 x 0,3	-	0,286	0,030
	9/LMPT	12,0 x 17,0 x 0,3	-	0,132	0,008
	10/LMPT	12,0 x 17,0 x 0,3	-	0,229	0,027
	11/LMPT	12,0 x 17,0 x 0,3	-	0,229	0,014
	12/LMPT	18,0 x 43,0 x 0,3	19,0	0,905	0,033
	13/LMPT	24,5 x 29,0 x 0,3	19,0	0,916	0,019
	14/LMPT	18,0 x 21,5 x 0,3	14,0	0,352	0,028
	15/LMPT	22,0 x 33,0 x 0,3	19,0	0,614	0,027
	16/LMPT	18,0 x 43,0 x 0,3	19,0	0,685	0,026
	17/LMPT	18,0 x 43,0 x 0,3	14,0	0,436	0,029
		18/Vatell	25,0 x 25,0 x 0,25	-	0,583

---

## **APÊNDICE II –ESPECIFICAÇÃO DE EQUIPAMENTOS**

---

As especificações dos principais equipamentos utilizados na bancada de ciclo quente são disponibilizadas abaixo:

- Transmissor de pressão

Fabricante: WIKA

Modelo: P10

Quantidade: 2

Faixa de medição: Saída em corrente de 4 a 20mA

Sucção: absoluto – de 0 a 15bar

Descarga: diferencial - -1 a 39bar

Precisão:

Sucção: 0,1% do fundo de escala

Descarga: 0,05% do fundo de escala

- Transdutor de potência digital

Fabricante: YOKOGAWA

Modelo: WT230

Quantidade: 1

Faixa de medição: Corrente máxima de 26A, operando entre 0,5Hz e 100kHz

Precisão: 0,1%

- Fonte de alimentação

Fabricante: California Instruments

Modelo: 1251RP

Quantidade: 1

Faixa de medição:

Potência máxima – 1250VA

Tensão – 0 a 270V

Frequência – 16 a 500Hz

Precisão:

Tensão: 1% do fundo de escala

Frequência: 0,02% do fundo de escala

- Medidor de fluxo de massa do tipo Coriolis

Fabricante: Rheonik

Modelo:

Unidade de medição: RHM015

Unidade eletrônica: CMM01

Quantidade: 1

Faixa de medição: 0,24 a 36,0kg<sup>h</sup><sup>-1</sup>

Precisão: 0,2% do valor medido

- Termoresistência PT100

Fabricante: -

Modelo: -

Quantidade: 5

Faixa de medição:

Precisão: Norma DIN-IEC-751/85, Classe A,

Erro=  $\pm(0,15+0,002*T)$ , onde T é a temperatura medida.

- Traceamento elétrico

Fabricante: Heatcon

Modelo: -

Quantidade: 3

Potência máxima: 50Wm<sup>-1</sup>

Precisão: -

- Controlador PID: Módulo “IO Controllers”

Fabricante: Eurotherm

Modelo: 2500E

Quantidade: 1

Faixa de medição: -

Precisão: -

- Controlador PID: Módulo de duas entradas analógicas

Fabricante: Eurotherm

Modelo: 2500M/AI2

Quantidade: 4

Faixa de medição: -

Precisão: -

- Controlador PID: Módulo de duas saídas analógicas

Fabricante: Eurotherm

Modelo: 2500M/AO2

Quantidade: 2

Faixa de medição: -

Precisão: -

- Controlador PID: Módulo com quatro relés

Fabricante: Eurotherm

Modelo: 2500M/RLY4

Quantidade: 1

Faixa de medição: -

Precisão: -

- Servomotor

Fabricante: Parker

Modelo: SMH40600

Quantidade: 2

Torque: 0,35Nm

- Servoacionamento

Fabricante: Parker

Modelo: C3S025V2

Quantidade: 2

Faixa de medição: -

Precisão: -

- Módulo conversor de protocolo RS232/RS485

Fabricante: ADAM

Modelo: ADAM-4520

Quantidade: 1

Faixa de medição: -

Precisão: -

---

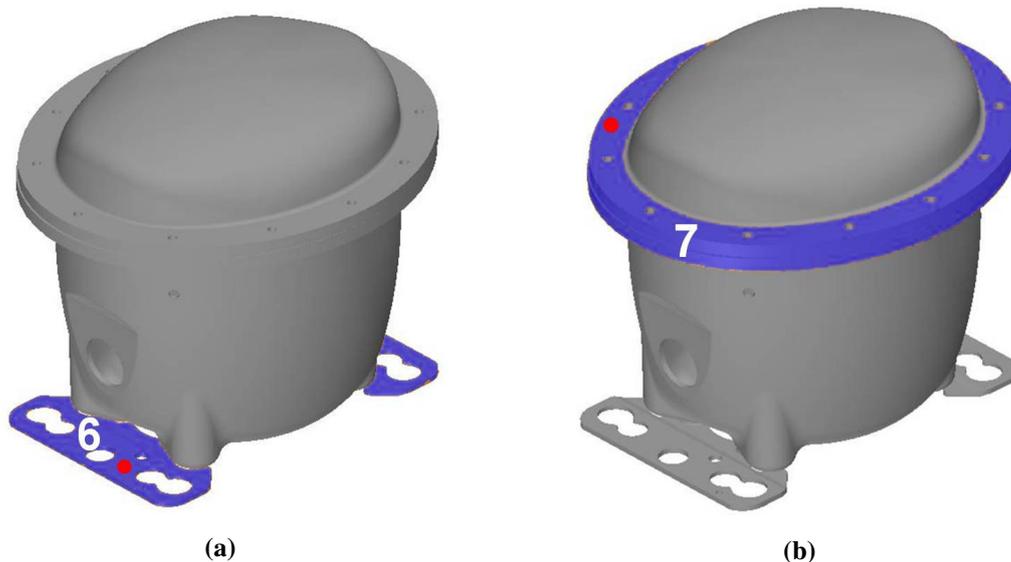
## APÊNDICE III – ESTIMATIVA DO FLUXO DE CALOR NA BORDA FLANGEADA E NA PLACA BASE

---

A estimativa do fluxo de calor através de uma superfície,  $q''$ , baseada apenas em medições de temperatura, é realizada mediante a aplicação de um balanço de energia nesta superfície, que é expresso pela equação (III.1). Assim, tanto para as regiões denominadas *Placa base* (6) como *Borda Flangeada* (7) da parede externa da carcaça:

$$q'' = q''_{CONV} + q''_{RAD} \quad (III.1)$$

onde  $q''_{CONV}$  e  $q''_{RAD}$  são as parcelas de fluxo de calor por convecção e por radiação, respectivamente. Como os níveis de temperatura da carcaça são elevados em relação à temperatura de sua vizinhança e pelo fato de que a convecção no lado externo não é forçada, a troca de calor por radiação se torna significativa. Assim, tanto esse mecanismo de troca quanto a convecção devem ser levados em consideração na estimativa. A Figura III.1 mostra a parede externa da carcaça, com destaque para as regiões (6) e (7).



**Figura III.1 – Duas regiões da parede externa da carcaça: (a) Placa base (6) e (b) Borda flangeada (7). A marcação feita nas regiões representa o termopar instalado para medição da temperatura superficial.**

A parcela de convecção é estimada através da Lei de Resfriamento de Newton:

$$q''_{CONV} = h_{EXT}(T_{SUP} - T_{BOX}) \quad (III.2)$$

onde  $h_{EXT}$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a superfície e o ambiente,  $T_{SUP}$  é a temperatura da superfície e  $T_{BOX}$  é a temperatura do ar no interior do BOX, medida pela termoresistência PT100BOX. Os valores de  $h_{EXT}$  entre as duas superfícies citadas e o ar no interior do BOX foram estimados através da correlação para convecção forçada laminar em placa plana horizontal proposta por Churchill & Ozoe (1973):

$$Nu = \frac{0,6774 Re_L^{1/2} Pr_{AR}^{1/3}}{\left[1 + (0,0468 / Pr_{AR})^{2/3}\right]^{1/4}} \quad (III.3)$$

mas,

$$h_{EXT} = \frac{k_{AR}}{L} Nu \quad (III.4)$$

onde  $Nu$  é o número de Nusselt,  $k_{AR}$  é a condutividade térmica do ar,  $L$  é o comprimento característico da geometria,  $Re_L$  é o número de Reynolds do escoamento sobre a superfície e  $Pr_{AR}$  é o número de Prandtl do ar. O valor do comprimento característico,  $L$ , foi estimado como sendo a raiz quadrada da área superficial da região em análise ( $L=A^{1/2}$ ).

O número de Reynolds,  $Re_L$ , é definido como:

$$Re_L = \frac{\rho_{AR} V_{AR} L}{\mu_{AR}} \quad (III.5)$$

onde  $\rho_{AR}$  e  $\mu_{AR}$  são a densidade e a viscosidade absoluta do ar, respectivamente, e  $V_{AR}$  é a velocidade do escoamento. Para ambas as regiões, o valor de  $Re_L$  calculado se mostrou dentro da faixa que permite a utilização da correlação proposta por Churchill e Ozoe (1973).

Todas as propriedades físicas do ar foram avaliadas na condição de temperatura de filme, definida pela média aritmética entre as temperaturas da superfície em análise e do ar no interior do BOX.

O nível de velocidade do ar no interior do BOX é da ordem de 0,2 m/s. Contudo, em algumas regiões específicas junto à placa difusora de ar, como a placa base, esses níveis são maiores e foram estimados como sendo o dobro do valor nominal acima descrito. Com base em tais informações, foram calculados os valores de  $h_{EXT}$  entre as superfícies das regiões (6) e (7) e o ar no interior do BOX, resultando nos valores de 9 W/(m<sup>2</sup>°C) e 5 W/(m<sup>2</sup>°C), respectivamente.

Finalmente, a parcela de radiação é calculada através de:

$$q''_{RAD} = \sigma \epsilon (T_{SUP}^4 - T_{VIZ}^4) \quad (III.6)$$

onde  $\sigma$  é a constante de Boltzmann,  $\epsilon$  é a emissividade da superfície,  $T_{SUP}$  é a temperatura da superfície e  $T_{VIZ}$  é a temperatura da parede interna do BOX, medida pela termoresistência PT100PBOX.

---

## APÊNDICE IV - ANÁLISE DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

---

Este apêndice tem a finalidade de descrever o procedimento adotado para estimar as incertezas associadas às medições de temperatura e de fluxo de calor no compressor, bem como dos parâmetros de operação do compressor, obtidos de medições da bancada de ciclo quente.

### IV.1 Incerteza das medições da bancada de ciclo quente

A incerteza das medições de pressão, temperatura, consumo energético e fluxo de massa é uma combinação da precisão do instrumento de medição, fornecida pelo fabricante, com a incerteza devido a erros aleatórios do procedimento experimental, extraída das cinco repetições do teste para cada condição de operação. As duas classes de incerteza são agrupadas conforme a equação (IV.1) para fornecer a incerteza padrão combinada,  $u(\psi)$ , das medições de qualquer parâmetro:

$$u(\psi) = \sqrt{u(SM_{\psi})^2 + u(DP_{\psi})^2} \quad (\text{IV.1})$$

em que a precisão do equipamento é representada por  $u(SM_{\psi})$  e a incerteza referente ao desvio padrão das medições, ou repetibilidade, é dada por  $u(DP_{\psi})$ . O cálculo de  $u(DP_{\psi})$  é análogo ao apresentado no Apêndice I, através das equações (I.1) e (I.2), referente ao desvio padrão das sensibilidades dos sensores de fluxo de calor (SFC's).

Da mesma forma como foi realizado no Apêndice I, expande-se a incerteza combinada do parâmetro  $\psi$ , segundo uma distribuição gaussiana e com grau de confiança de 95%. A equação que exprime esta expansão é semelhante à equação (I.3), e pode ser descrita como:

$$U(\psi)_{95\%} = u(\psi) \cdot stu_{95\%} \quad (\text{IV.2})$$

Contudo, quando se pretende expandir uma incerteza calculada a partir da combinação de outras fontes de incerteza, deve-se estimar o número de graus de liberdade efetivos através da equação de Welch-Satterthwaite (Coleman & Steele, 1999):

$$v_{ef\psi} = \frac{u(\psi)^4}{\frac{u(SM_{\psi})^4}{v_{SM\psi}} + \frac{u(DP_{\psi})^4}{v_{DP\psi}}} \quad (IV.3)$$

onde  $v_{ef\psi}$  representa o número de graus de liberdade efetivos da incerteza combinada do parâmetro  $\psi$ , e  $v_{SM\psi}$  e  $v_{DP\psi}$  são os números de graus de liberdade referentes à precisão do equipamento e à repetibilidade dos testes, respectivamente. Em geral, os fabricantes fornecem a incerteza expandida da precisão de seus equipamentos, para um grau de confiança de 95% e infinitos graus de liberdade. Por outro lado, a incerteza da repetibilidade para cinco testes ( $n = 5$ ) apresenta quatro graus de liberdade, ou seja,  $v_{DP\psi} = n - 1$ .

Uma vez calculado  $v_{ef\psi}$ , obtém-se  $stu_{95\%}$  e, conseqüentemente,  $U(\psi)_{95\%}$ . A seguir, é calculada a incerteza expandida da pressão de sucção em condição de operação de referência, com o intuito de exemplificar o procedimento de análise de incertezas das medições diretas da bancada de ciclo quente.

A pressão de sucção medida no decorrer dos cinco testes apresentou os seguintes valores médios:

Tabela IV.1 – Valores de pressão de sucção.

Teste	1	2	3	4	5	Média	DP <sub>PSUC</sub>
$p_{SUC}$ (bar)	1,148	1,150	1,146	1,148	1,149	1,148	0,001

A partir do valor do desvio padrão, informado na Tabela IV.1, calcula-se a incerteza referente à repetibilidade, ou  $u(DP_{PSUC})$ , através da equação (I.1), porém, aplicada para a pressão de sucção:

$$u(DP_{PSUC}) = \frac{0,001}{\sqrt{5}} \quad (IV.4)$$

O valor obtido para  $u(DP_{PSUC})$  é 0,00045 bar. Inserindo este valor e a precisão do instrumento, fornecida pelo fabricante como sendo 0,0075 bar, na equação (IV.1), calcula-se a incerteza combinada da medição de pressão de sucção. O resultado para  $u(p_{SUC})$  é igual a 0,0075 bar, ou seja, a incerteza relacionada à repetibilidade poderia ser desprezada neste cálculo.

Tendo conhecimento dos valores das incertezas  $u(p_{SUC})$ ,  $u(DP_{PSUC})$  e  $U(SM_{PSUC})$  e dos graus de liberdade ( $\nu_{DP_{PSUC}}=4$  e  $\nu_{SM_{PSUC}}=\infty$ ), calcula-se o número de graus de liberdade efetivos,  $\nu_{efPSUC}$ , através da equação (IV.3). O valor obtido para  $\nu_{efPSUC}$  é igual a 308642, ou seja, equivalente a  $\infty$ .

De acordo com a distribuição de Student, o coeficiente de Student,  $stu$ , avaliado para 95% de confiança para infinitos graus de liberdade, é igual a 1,972. Aplicando este valor, junto à incerteza combinada da medição de pressão, na equação (IV.2), estima-se a incerteza expandida,  $U(p_{SUC})_{95\%}$ . A solução da equação resulta em  $U(p_{SUC})_{95\%}= 0,015$  bar. Portanto, o resultado da medição pode ser expresso da seguinte forma:

$$p_{SUC} = 1,148 \pm 0,015 \text{ bar} \quad (IV.5)$$

A capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_E$ ) e o coeficiente de performance ( $COP$ ) são grandezas medidas indiretamente. A capacidade de refrigeração, descrita pela equação (1.2), é função do fluxo de massa ( $\dot{m}$ ) e da diferença de entalpia no evaporador, representada por ( $h_{SE}-h_{EE}$ ), devido à ausência de um evaporador na bancada, conforme discutido na subsecção 5.2.1. Por outro lado, o coeficiente de performance é calculado a partir da equação (1.1), e relaciona a capacidade de refrigeração com o consumo de energia do compressor ( $\dot{W}_C$ ).

Grandezas medidas indiretamente, ou seja, calculadas a partir de parâmetros medidos, tem sua incerteza combinada avaliada conforme a expressão genérica:

$$u(\lambda) = \left\{ \sum_{i=1}^m \left[ \frac{\partial \lambda}{\partial X_i} \cdot u(X_i) \right]^2 \right\}^{0,5} \quad (IV.6)$$

onde  $\lambda$  representa a grandeza medida indiretamente, calculada a partir das grandezas  $X_i$ , das quais é função, e o índice subscrito  $i$  varia de 1 a  $m$ , onde  $m$  representa a quantidade

de variáveis que influenciam em  $\lambda$ . Uma vez calculada a incerteza padrão de  $\lambda$ , segue-se o mesmo procedimento adotado anteriormente para estimar a incerteza expandida. Contudo, quando uma incerteza é calculada a partir da combinação de outras fontes, a equação de Welch-Satterthwaite (IV.3) deve ser utilizada na forma relativa, ou seja:

$$v_{ef\lambda} = \frac{\left(\frac{u(\lambda)}{\lambda}\right)^4}{\sum_{i=1}^m \frac{\left(\frac{u(X_i)}{X_i}\right)^4}{v_{X_i}}} \quad (IV.7)$$

onde  $v_{ef\lambda}$  representa o número de graus de liberdade efetivos da incerteza combinada da grandeza  $\lambda$ , e  $v_{X_i}$ , o número de graus de liberdade da incerteza de cada variável medida  $X_i$ .

Como a capacidade de refrigeração depende do fluxo de massa,  $\dot{m}$ , e da diferença de entalpia ( $h_{SE}-h_{EE}$ ), é necessário, primeiramente, calcular as incertezas padrões combinadas de cada uma dessas grandezas. Para o fluxo de massa, o procedimento é idêntico ao apresentado para a pressão de sucção. Em contrapartida, como não foi medida, a diferença de entalpia é assumida como exata. Aplica-se então a equação (IV.6), tomando  $\dot{Q}_E$  como  $\lambda$ . Portanto:

$$u(\dot{Q}_E) = \left\{ \left[ \frac{\partial \dot{Q}_E}{\partial \dot{m}} \cdot u(\dot{m}) \right]^2 + \left[ \frac{\partial \dot{Q}_E}{\partial (h_{SE} - h_{EE})} \cdot u(h_{SE} - h_{EE}) \right]^2 \right\}^{0.5} \quad (IV.8)$$

O segundo termo do lado direito da equação (IV.8) é nulo. Assim, a incerteza da capacidade de refrigeração fica dependente apenas da incerteza do fluxo de massa,  $u(\dot{m})$ , igual a 0,032kg/h. A variação  $\partial \dot{Q}_E / \partial \dot{m}$  é obtida da equação (1.2).

Uma vez calculada a incerteza padrão combinada da capacidade de refrigeração, estima-se o número de graus de liberdade efetivos,  $v_{ef\dot{Q}_E}$ , através da equação (IV.7). Os valores obtidos para  $u(\dot{Q}_E)$  e  $v_{ef\dot{Q}_E}$  foram iguais a 2 W e 4, respectivamente. Em seguida,

o cálculo da incerteza expandida  $U(\dot{Q}_E)_{95\%}$ , via equação (IV.2), forneceu um valor de 5 W. Logo, o resultado da medição pode ser escrito da seguinte forma:

$$\dot{Q}_E = 305 \pm 5 \text{ W} \quad (\text{IV.9})$$

## IV.2 Incerteza das medições no compressor

As medições realizadas no compressor englobam temperaturas, fluxos de calor e coeficientes de transferência de calor, sendo que os últimos são calculados a partir das medições dos dois primeiros.

### IV.2.1 Incerteza das medições de temperatura

Como comentado no Capítulo 3, a incerteza das medições de temperatura são calculadas apenas com base na incerteza da repetibilidade das medições, pois esta é mais do que dez vezes superior à incerteza associada às curvas de calibração utilizadas. Tais curvas foram levantadas de acordo com Burns *et al.* (1993) e são disponibilizadas pelo próprio software de aquisição de dados, Labview 7.1 (NI, 2004)

Dessa forma, o procedimento para cálculo da incerteza das medições de temperatura é similar ao apresentado no Apêndice I, empregado para a sensibilidade do SFC. A seguir, realiza-se o cálculo da incerteza da medição de temperatura na tampa da câmara de descarga para a condição de operação de referência, com o objetivo de ilustrar o procedimento.

A temperatura da tampa da câmara de descarga medida no decorrer dos cinco testes apresentou os seguintes valores médios:

Tabela IV.2 – Valores de temperatura na tampa da câmara de descarga ( $T_{CD}$ ).

Teste	1	2	3	4	5	Média	DP <sub>TCD</sub>
$T_{CD}$ (°C)	103,6	104,8	104,2	103,1	102,9	103,7	0,8

Aplicando a equação (I.1), calcula-se a incerteza associada à repetibilidade das medições.

$$u(DP_{TCD}) = \frac{0,8}{\sqrt{5}} \quad (IV.10)$$

A equação (IV.10) fornece  $u(DP_{TCD}) = 0,4^\circ\text{C}$ . Este valor é levado à equação (IV.2) e, considerando o coeficiente de Student para quatro graus de liberdade e 95% de confiança, a incerteza expandida calculada  $U(T_{CD})_{95\%}$  é igual a  $1,1^\circ\text{C}$ . Assim, o resultado da medição pode ser escrito como:

$$T_{CD} = 103,7 \pm 1,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (IV.11)$$

### IV.2.2 Incerteza das medições de fluxo de calor

A incerteza associada à medição de fluxo de calor é calculada a partir da combinação da incerteza padrão da sensibilidade do SFC,  $u(S)$ , com a incerteza do sinal de tensão gerado pelo SFC ao estar submetido a um fluxo de calor,  $u(E)$ . A incerteza padrão do sinal de tensão é calculada da mesma forma que a incerteza da sensibilidade e das temperaturas no compressor, ou seja, com base somente na repetibilidade das medições.

Uma vez obtidos os valores de  $u(S)$  e  $u(E)$ , utiliza-se a equação (IV.6) para o cálculo da incerteza padrão combinada do fluxo de calor,  $u(q'')$ . Em seguida, aplica-se a equação (IV.7) e calcula-se o número de graus de liberdade efetivos da incerteza de medição do fluxo de calor,  $\nu_{efq''}$ . Finalmente, estima-se a incerteza expandida,  $U(q'')_{95\%}$ , via equação (IV.2). A seguir, é demonstrado o cálculo da incerteza do fluxo de calor medido na região frontal do muffler de sucção, ou *Muffler frontal* (1).

Primeiramente, escreve-se a incerteza padrão do fluxo de calor como uma combinação das incertezas padrão da sensibilidade e do sinal de tensão:

$$u(q''_{MF}) = \left\{ \left[ \frac{\partial q''}{\partial E_{MF}} \cdot u(E_{MF}) \right]^2 + \left[ \frac{\partial q''}{\partial S_{MF}} \cdot u(S_{MF}) \right]^2 \right\}^{0,5} \quad (IV.12)$$

onde o índice subscripto MF representa muffler frontal. A equação que descreve a relação entre fluxo de calor, sinal de tensão e sensibilidade é uma reordenação da equação (3.5):

$$q'' = \frac{E}{S} \quad (\text{IV.13})$$

A incerteza relacionada à sensibilidade,  $u(S_{MF})$ , é calculada conforme procedimento estabelecido no Apêndice I, e resulta em  $0,044 \mu\text{V/W/m}^2$ . Da mesma forma, calcula-se a incerteza associada ao sinal de tensão,  $u(E_{MF})$ , obtendo-se um valor de  $25 \mu\text{V}$ . A partir desses valores, estima-se  $u(q''_{MF})$ , resultando em  $18 \text{ W/m}^2$ .

Calculadas as incertezas padrão, estima-se o número de graus de liberdade efetivos da incerteza do fluxo de calor,  $\nu_{q''_{MF}}$ , através da equação (IV.7). Para isso, necessita-se do número de graus de liberdade relativos à incerteza do sinal de tensão e da sensibilidade,  $\nu_{EMF}$  e  $\nu_{SMF}$ , iguais a 4 e 2, respectivamente. Assim, o valor obtido para  $\nu_{q''_{MF}}$  é igual a 9.

Finalmente, calcula-se a incerteza expandida,  $U(q''_{MF})_{95\%}$ , dada pela equação (IV.2). O coeficiente de Student para nove graus de liberdade e 95% de confiança vale 2,262. Assim, o valor de  $U(q''_{MF})_{95\%}$  é igual a  $40 \text{ W/m}^2$ , de forma que o resultado final da medição é expresso como:

$$q''_{MF} = 409 \pm 40 \text{ W/m}^2 \quad (\text{IV.14})$$

#### IV.2.3 Incerteza associada ao coeficiente de transferência de calor

O cálculo da incerteza associada ao coeficiente de transferência de calor é similar ao cálculo realizado para a incerteza do fluxo de calor. Como este coeficiente é função do fluxo de calor, temperatura da superfície e temperatura de referência, deve-se estimar, primeiramente, as incertezas padrão referentes a essas grandezas,  $u(q'')$ ,  $u(T_{SUP})$  e  $u(T_{REF})$ , respectivamente.

Após as estimativas de tais incertezas, que devem ser realizadas conforme as metodologias descritas anteriormente, calcula-se a incerteza combinada do coeficiente de transferência de calor  $u(h)$ , mediante a aplicação da equação genérica (IV.6). Em seguida, calcula-se o número de graus de liberdade efetivos,  $\nu_{eff}$ , via equação (IV.7), e a incerteza

expandida,  $U(h)_{95\%}$ , via equação (IV.2). Na seqüência, é mostrado a análise da incerteza do coeficiente de transferência de calor no *Muffler frontal* (1).

A equação (IV.6), escrita para o coeficiente de transferência de calor, é expressa da seguinte forma:

$$u(h_{MF}) = \left\{ \left[ \frac{\partial h_{MF}}{\partial q''_{MF}} \cdot u(q''_{MF}) \right]^2 + \left[ \frac{\partial h_{MF}}{\partial T_{SUPMF}} \cdot u(T_{SUPMF}) \right]^2 + \left[ \frac{\partial h_{MF}}{\partial T_{REFMF}} \cdot u(T_{REFMF}) \right]^2 \right\}^{0,5} \quad (IV.15)$$

As derivadas parciais são avaliadas de acordo com a definição de coeficiente de transferência de calor, dada pela equação (6.14). Os valores das incertezas padrão  $u(q''_{MF})$ ,  $u(T_{SUPMF})$  e  $u(T_{REFMF})$ <sup>14</sup>, calculados previamente, são iguais a 18 W/m<sup>2</sup>, 0,2°C e 0,7°C, respectivamente. A solução da equação (IV.15) fornece um valor de  $u(h_{MF})$  igual a 1,7 W/(m<sup>2</sup>°C).

A partir do valor estimado para  $u(h_{MF})$  e dos números de graus de liberdade associados à incerteza do fluxo de calor, da temperatura superficial e da temperatura de referência, calcula-se o número de graus de liberdade efetivos relativos à incerteza do coeficiente de transferência de calor. Os números de graus de liberdade  $\nu_{q''_{MF}}$ ,  $\nu_{T_{SUPMF}}$  e  $\nu_{T_{REFMF}}$  são iguais a 9, 4 e 4, respectivamente. O valor de  $\nu_{h_{MF}}$ , calculado a partir da equação (IV.7) resulta em 52.

Finalmente, estima-se a incerteza expandida  $U(h_{MF})_{95\%}$ , com base na equação (IV.2) e no valor de  $\nu_{h_{MF}}$ , que confere um coeficiente de Student de 2,007. O valor obtido para  $U(h_{MF})_{95\%}$  é de 4Wm<sup>-2</sup>°C. Logo, o resultado da medição pode ser expresso como:

$$h_{MF} = 27 \pm 4 \quad W/(m^2 \cdot ^\circ C) \quad (IV.16)$$

<sup>14</sup> A temperatura de referência utilizada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor na região *Muffler frontal* (1) é medida pelo termopar AI muffler sucção, posicionado no ambiente interno do compressor.