

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

**DESENVOLVIMENTO DE MODELOS PARA A
SIMULAÇÃO TÉRMICA DE COMPRESSORES *SCROLL***

Dissertação submetida à Universidade Federal de Santa Catarina para
obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Marco Carrilho Diniz

Florianópolis, Dezembro de 2012

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Diniz, Marco Carrilho

Desenvolvimento de modelos para a simulação térmica de compressores scroll / Marco Carrilho Diniz ; orientador, César J. Deschamps ; co-orientador, Evandro L. L. Pereira. - Florianópolis, SC, 2012.

211 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Refrigeração. 3. Compressores scroll. 4. Transferência de calor. I. Deschamps, César J.. II. Pereira, Evandro L. L.. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

MARCO CARRILHO DINIZ

**DESENVOLVIMENTO DE MODELOS PARA A
SIMULAÇÃO TÉRMICA DE COMPRESSORES *SCROLL***

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Prof. César J. Deschamps, Ph.D. – Orientador

Eng. Evandro L. L. Pereira, D.Sc. – Co-orientador

Prof. Júlio César Passos, Dr. – Coordenador do curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. César J. Deschamps, Ph.D. – Presidente

Prof. Su Jian, D.Sc. (UFRJ)

Prof. Juan Pablo de L. C. Salazar, Ph.D. (UFSC)

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D. (UFSC)

*Aos meus pais,
por me transmitirem o que de
mais importante existe na vida:
caráter, princípios e valores.*

Agradecimentos

Aos meus pais, Maria João e Ilídio, e às minhas irmãs, Susana e Sibila, pelo apoio e incentivo incondicional;

Ao Prof. César José Deschamps, pela confiança, orientação e dedicação sempre que foi necessário;

Ao Eng. Evandro L. L. Pereira, por toda a paciência, pelas valiosas discussões e principalmente pelo constante incentivo à excelência;

Ao Prof. Jorge Hugo Silvestrini, por ter despertado em mim o gosto pela pesquisa;

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

Aos amigos Ernane Silva, Victor da Rosa e Cláudio Santos pelas contribuições diretas na realização deste trabalho. Aos demais amigos do POLO: Rafael Engel, Ricardo Hellmann, Ricardo Brancher, Elias Colombo, Leandro Rogel e Maurício de Oliveira pela amizade em todos os momentos;

Aos colaboradores e funcionários do POLO, especialmente a Fabiano Van Bömmel e Rhuan Reichow pela contribuição direta na realização deste trabalho;

À Universidade Federal de Santa Catarina, em especial ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pelos conhecimentos transmitidos;

À CAPES e à EMBRACO, pelo suporte financeiro.

A todos aqueles que ajudaram na motivação ao longo desta importante fase de minha vida.

*“Estar decidido,
acima de qualquer coisa,
é o segredo do êxito.”
(Henry Ford)*

Resumo

Compressores *scroll* realizam o processo de compressão de um gás através de dois membros conjugados em forma de espiras. Tais elementos são montados de forma invertida e girados de 180° um em relação ao outro, formando múltiplas câmaras de compressão através de diferentes pontos de contato. Uma das principais fontes de ineficiência de compressores de refrigeração é o superaquecimento do fluido refrigerante na sucção e na compressão do gás devido à sua interação com componentes internos do compressor de temperatura elevada. Dois modelos térmicos baseados no método de parâmetros concentrados foram desenvolvidos e calibrados experimentalmente para prever a distribuição de temperatura de compressores scroll, com particular atenção ao superaquecimento do gás no processo de sucção. Resistências térmicas entre os componentes foram baseados em coeficientes de transferência de calor globais, enquanto que a condução de calor ao longo das espiras foi avaliada através de um modelo unidimensional baseado no método de volumes finitos. Os modelos térmicos foram acoplados a um modelo termodinâmico do ciclo de compressão e então aplicados para simular o desempenho do compressor em diferentes condições de velocidade e de razão de pressão. Os modelos foram capazes de prever corretamente a distribuição de temperatura no compressor em condições de operação dentro da faixa daquelas adotadas em suas calibrações. Os resultados mostraram que a condução de calor através das espiras reduz a temperatura de descarga. Além disso, observou-se que a transferência de calor que ocorre no contato metálico entre as espiras atua para produzir uma variação de temperatura linear ao longo das mesmas.

Abstract

Scroll compressors perform the compression process by using two identical inter-fitting, spiral-shaped scroll elements. Such elements are mounted inverted and rotated 180° in relation to each other and, by making contact with each other at sealing points, form multiple compression volumes. The thermodynamic efficiency of scroll compressors is affected by heat transfer that takes place during both the suction and the compression processes. Two lumped-parameter thermal models were developed and experimentally calibrated to predict the temperature distribution of scroll compressors with particular attention given to gas superheating in the suction process. Thermal resistances between the components were based on global heat transfer coefficients, whereas conduction heat transfer through the scroll wraps was solved via a one-dimensional finite volume method. The thermal models were coupled to a thermodynamic model of the compression cycle and then applied to simulate the compressor performance under different conditions of speed and pressure ratio. The models were able to correctly predict the compressor temperature distribution for operating conditions within the range of those adopted for its calibration. The model demonstrated that heat conduction through the scroll wraps reduces slightly the discharge temperature. Moreover, it was also observed that the heat transfer that takes place during the metallic contact between scroll wraps acts to produce a linear temperature variation along their length.

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Ciclo padrão de um sistema de refrigeração mecânica de vapor.	32
Figura 1.2 – Diagrama pressão-entalpia de um ciclo padrão. . . .	33
Figura 1.3 – Principais componentes de um compressor <i>scroll</i> típico. Reproduzido de Pereira (2012).	35
Figura 1.4 – Mecanismo de compressão em compressores <i>scroll</i> . Reproduzido de Pereira (2012).	36
Figura 1.5 – Curvas espirais: (a) Espiral de Arquimedes. (b) Evoluta de um círculo, reproduzido de Pereira (2012). . . .	37
Figura 1.6 – Representação do par de espiras. Adaptado de Carrier (2004).	37
Figura 1.7 – O processo de compressão em compressores <i>scroll</i> . . .	38
Figura 1.8 – Diagrama de perdas para um compressor <i>scroll</i> . . .	40
Figura 1.9 – Perdas por sub e sobrecompressão. Adaptado de Cuevas <i>et al.</i> (2010).	43
Figura 1.10 – Representação esquemática dos vazamentos em compressores <i>scroll</i> : (a) Folga de topo (b) Folga de flanco. Reproduzido de Pereira (2012).	44
Figura 2.1 – Modelo do compressor em Winandy <i>et al.</i> (2002). . .	49
Figura 2.2 – Elementos utilizados na análise de Chen <i>et al.</i> (2002b). .	53
Figura 2.3 – Fluxo da energia térmica no elemento de compressão. Reproduzido de Sunder (1997).	55
Figura 2.4 – Perfil de temperatura nas espiras obtido por Jang e Jeong (1999).	56
Figura 2.5 – Variação da temperatura de descarga com a velocidade de operação. Adaptado de Park <i>et al.</i> (2002).	57
Figura 2.6 – Perfil térmico na espira para a condição sem controle. Adaptado de Jang e Jeong (2006).	59
Figura 2.7 – Perfil térmico na espira para a condição com controle. Adaptado de Jang e Jeong (2006).	60
Figura 2.8 – Influência dos vazamentos em compressores <i>scroll</i> de R410A: (a) Eficiência volumétrica (b) Eficiência isentrópica. Reproduzido de Pereira (2012).	61

Figura 3.1 – Representação de uma curva evolvente. Reproduzido de Pereira (2012).	64
Figura 3.2 – Pontos de contato. Reproduzido de Pereira (2012). .	68
Figura 3.3 – Resolução iterativa do vazamento. Reproduzido de Pereira (2012).	74
Figura 3.4 – Fluxograma de funcionamento do modelo de ciclo de compressão.	75
Figura 3.5 – Funcionamento acoplado dos modelos do compressor.	76
Figura 4.1 – Representação esquemática da bancada calorimétrica de ciclo quente.	78
Figura 4.2 – Diagrama pressão entalpia do fluido refrigerante na bancada calorimétrica de ciclo quente.	79
Figura 4.3 – Instrumentação dos termopares em superfícies sólidas (a) e em ambientes de fluido (b). Carcaça A.	80
Figura 4.4 – Carcaças alternativas utilizadas: carcaça B (a) e carcaça C (b).	80
Figura 4.5 – Ilustração dos tipos de sucção empregados no procedimento experimental: sucção simples no motor SSM (a) e sucção simples SSE e dupla SDE na espira (b).	82
Figura 4.6 – Variação da vazão mássica (a) e do consumo elétrico (b) com a rotação nas condições ARI-A e ARI-D.	84
Figura 4.7 – Variação das temperaturas de sucção alinhada (a) e oposta (b) com a rotação nas condições ARI-A e ARI-D. . .	84
Figura 4.8 – Variação com a rotação das temperaturas do óleo (a) e do motor (b) nas condições ARI-A e ARI-D.	85
Figura 4.9 – Variação com a rotação das temperaturas do volume de descarga (a) e da carcaça (descarga) (b) nas condições ARI-A e ARI-D.	86
Figura 4.10 – Variação com a rotação das temperaturas da carcaça na região da espira (a) e na região do motor (b) nas condições ARI-A e ARI-D.	86
Figura 4.11 – Variação com a temperatura de condensação da vazão mássica (a) e do consumo elétrica (b) para 8000 e 10000 rpm.	87
Figura 4.12 – Variação com a temperatura de condensação das temperaturas de sucção na posições alinhada (a) e oposta (b) para 8000 e 10000 rpm.	88
Figura 4.13 – Variação com a temperatura de condensação das temperaturas do óleo (a) e do motor (b) para 8000 e 10000 rpm.	88

Figura 4.14 – Variação com a temperatura de condensação das temperaturas carcaça na região da espira (a) e da carcaça na região do motor (b) para 8000 e 10000 rpm.	89
Figura 4.15 – Variação com a temperatura de condensação das temperaturas do volume de descarga (a) e da carcaça (descarga) (b) para 8000 e 10000 rpm.	89
Figura 4.16 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre a vazão mássica nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.	90
Figura 4.17 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre o consumo elétrico nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.	91
Figura 4.18 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre a temperatura alinhada de sucção nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.	91
Figura 4.19 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre a temperatura oposta de sucção nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.	92
Figura 4.20 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre a temperatura do volume de descarga nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.	92
Figura 4.21 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre a temperatura do óleo nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.	93
Figura 4.22 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre a temperatura do motor nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.	93
Figura 4.23 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre a temperatura da carcaça na região de descarga nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.	94
Figura 4.24 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre a temperatura da carcaça na região da espira nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.	94
Figura 4.25 – Principais balanços de energia no compressor.	95
Figura 4.26 – Influência da rotação sobre o superaquecimento absoluto (a) e relativo (b) do gás de sucção nas condições ARI-A e ARI-D.	96
Figura 4.27 – Influência da temperatura de condensação sobre o superaquecimento absoluto (a) e relativo (b) do gás de sucção para 8000 e 10000 rpm	96

Figura 4.28 – Influência da rotação sobre o calor absoluto (a) e relativo (b) liberado pelo compressor nas condições ARI-A e ARI-D.	97
Figura 4.29 – Influência da temperatura de condensação sobre o calor absoluto (a) e relativo (b) liberado pelo compressor para 8000 e 10000 rpm	97
Figura 5.1 – MES: representação esquemática das interações térmicas no compressor.	100
Figura 5.2 – MES: interações térmicas na superfície fictícia.	101
Figura 5.3 – Fluxograma do modelo de escoamento simplificado	105
Figura 5.4 – Fluxograma do procedimento acoplado de solução dos modelos de processo de compressão e de cálculo de temperatura de sucção	106
Figura 5.5 – MES: influência da variação do coeficiente convectivo no ambiente de sucção sobre a temperatura de sucção para a condição ARI-A (a) e para a velocidade de 10000 rpm (b).	107
Figura 5.6 – MES: influência da variação do coeficiente convectivo no ambiente de descarga sobre a temperatura de sucção para a condição ARI-A (a) e para a velocidade de 10000 rpm (b).	108
Figura 5.7 – MES: influência da variação do coeficiente convectivo com o ambiente externo sobre a temperatura de sucção para a condição ARI-A (a) e para a velocidade de 10000 rpm (b).	108
Figura 5.8 – Representação esquemática das interações térmicas no MGS.	112
Figura 5.9 – Relação entre componentes no MGS.	115
Figura 5.10 – Influência da vazão mássica sobre o cálculo dos coeficientes de condutância global do MGS.	117
Figura 5.11 – Representação esquemática das interações térmicas no MGRT.	121
Figura 5.12 – Relação entre componentes no modelo global de rede térmica.	125
Figura 5.13 – MES: variação da temperatura de sucção com a temperatura de condensação para temperatura de evaporação de 7,2 °C.	130
Figura 5.14 – MGS: variação da temperatura de sucção com a temperatura de condensação para temperatura de evaporação de 7,2 °C.	131
Figura 5.15 – MGRT: variação da temperatura de sucção com a temperatura de condensação para temperatura de evaporação de 7,2 °C.	132

Figura 5.16 – Variação da temperatura de descarga com a temperatura de condensação para temperatura de evaporação de 7,2 °C.	133
Figura 5.17 – Variação da temperatura do óleo com a temperatura de condensação para temperatura de evaporação de 7,2 °C.	133
Figura 5.18 – Variação da temperatura do motor com a temperatura de condensação para temperatura de evaporação de 7,2 °C.	134
Figura 5.19 – MGRT: Variação da temperatura da carcaça com a temperatura de condensação para temperatura de evaporação de 7,2 °C.	135
Figura 5.20 – MGRT: Variação da temperatura das regiões sólidas internas com a temperatura de condensação para temperatura de evaporação de 7,2 °C.	135
Figura 6.1 – Mecanismo físico de transferência de calor difusiva na espira.	138
Figura 6.2 – Processos de transferência de calor na espira.	139
Figura 6.3 – Representação infinitesimal de uma porção da espira.	140
Figura 6.4 – Pontos de contato e câmaras influenciando os volumes.	142
Figura 6.5 – Transiente convectivo cíclico de um volume situado na região periférica da espira.	143
Figura 6.6 – Transiente convectivo cíclico de um volume situado na região central da espira.	143
Figura 6.7 – Representação da malha e das condições de contorno na discretização espacial do problema de condução nas espiras.	147
Figura 6.8 – Fluxograma de funcionamento do modelo de condução.	149
Figura 6.9 – Testes de refino de malha: (a) para a condição padrão e (b) considerando a transferência de calor por contato.	151
Figura 6.10 – Influência da variação \bar{h} para condição sem <i>Kissing</i>	152
Figura 6.11 – Influência da variação \bar{h} para a condição com <i>Kissing</i>	152
Figura 6.12 – Influência da condição convectiva de contorno no volume extremo na sucção: (a) para a condição padrão e (b) considerando a transferência de calor por contato.	153
Figura 6.13 – Influência da condição convectiva de contorno no volume extremo na descarga: (a) para a condição padrão e (b) considerando a transferência de calor por contato.	154
Figura 6.14 – Influência da condição convectiva de contorno em relação ao pleno de sucção: (a) para a condição padrão e (b) considerando a transferência de calor por contato.	154

Figura 6.15 – Influência da interação com o ambiente de descarga: (a) para a condição padrão e (b) considerando a transferência de calor por contato.	155
Figura 6.16 – Influência da variação da resistividade térmica de contato.	156
Figura 6.17 – Fluxograma de funcionamento dos modelos acoplados	157
Figura 6.18 – Perfil térmico na parede da espira para diferentes rotações na condição ARI-A.	159
Figura 6.19 – Perfil térmico na parede da espira para diferentes rotações na condição ARI-D.	159
Figura 6.20 – Perfil térmico na espira para 10000 rpm e $T_e = -1,1$ $^{\circ}C$	161
Figura 6.21 – Perfil térmico na espira para 10000 rpm e $T_e = 7,2$ $^{\circ}C$	161
Figura 6.22 – Perfil térmico na espira para 10000 rpm e $T_c = 46,1$ $^{\circ}C$	162
Figura 6.23 – Variação com a temperatura de evaporação do perfil térmico na espira para 10000 rpm e $T_c = 54,4$ $^{\circ}C$	163
Figura 6.24 – Análise de fluxo de calor na espira. Condição ARI-A a 10000rpm.	163
Figura 6.25 – Variação da temperatura de descarga, para diferentes formulações para troca de calor na câmara. $T_e = 7,2$ $^{\circ}C$. . .	164
Figura 6.26 – Variação da temperatura de descarga com a rotação na condição ARI-A.	165
Figura 6.27 – Variação das eficiências termodinâmicas com a tem- peratura de condensação. $T_e = 7,2$ $^{\circ}C$	166
Figura 6.28 – Variação das eficiências termodinâmicas com a rotação. Condição ARI-A.	166
Figura A.1 – Domínio de solução da simulação CFD do pleno de descarga.	181
Figura C.1 – Convecção da espira com o entorno.	202
Figura C.2 – Ilustração da transferência de calor por contato. . .	203
Figura C.3 – Influência do ambiente de descarga sobre a espira fixa.	204
Figura C.4 – Representação de um volume finito.	205

Lista de Tabelas

Tabela 4.1 – Condições de operação. Adaptado de AHRI (2004).	82
Tabela 4.2 – Parâmetros dos testes experimentais.	83
Tabela 5.1 – MES: comparação com dados experimentais de temperatura de sucção para 8000 rpm.	109
Tabela 5.2 – MES: comparação com dados experimentais de temperatura de sucção para 10000 rpm.	110
Tabela 5.3 – Comparação dos resultados do MGS com os dados de calibração para condição ARI-B	119
Tabela 5.4 – Comparação dos resultados do MGRT com os dados de calibração para condição ARI-B.	128
Tabela A.1 – Resultados da simulação CFD no pleno de descarga	182
Tabela B.1 – Eficiências eletromecânicas do procedimento de balanço térmico.	184
Tabela B.2 – Perdas mecânicas utilizadas no balanço térmico do MGRT.	185
Tabela B.3 – Coeficientes de condutância global do MGS . .	186
Tabela B.4 – Coeficientes de condutância global do MGRT - Parte 1.	186
Tabela B.5 – Coeficientes de condutância global do MGRT - Parte 2.	187
Tabela B.6 – Coeficientes de condutância global do MGRT - Parte 3.	187
Tabela B.7 – Comparação dos resultados do MGS com os dados de calibração para condição ARI-F	189
Tabela B.8 – Comparação dos resultados do MGS com os dados de calibração para condição ARI-C	189
Tabela B.9 – Comparação dos resultados do MGS com os dados de calibração para condição ARI-B	190
Tabela B.10 – Comparação dos resultados do MGS com os dados de calibração para condição ARI-A	190
Tabela B.11 – Comparação dos resultados do MGS com os dados de calibração para condição ARI-D	191
Tabela B.12 – Comparação dos resultados do MGS com os dados de calibração para condição ARI-G	191
Tabela B.13 – Comparação dos resultados do MGRT com os dados de calibração para condição ARI-F	192

Tabela B.14 –Comparação dos resultados do MGRT com os dados de calibração para condição ARI-C	193
Tabela B.15 –Comparação dos resultados do MGRT com os dados de calibração para condição ARI-B	194
Tabela B.16 –Comparação dos resultados do MGRT com os dados de calibração para condição ARI-A	195
Tabela B.17 –Comparação dos resultados do MGRT com os dados de calibração para condição ARI-D	196
Tabela B.18 –Comparação dos resultados do MGRT com os dados de calibração para condição ARI-G	197

Lista de Símbolos e Abreviaturas

Símbolos Gerais

a	Raio de círculo de base	m
A_{cmp}	Área superficial da carcaça	m ²
A	Área	m ²
A_{des}	Área para troca de calor do gás de descarga	m ²
A_{suc}	Área para troca de calor do gás de sucção	m ²
A_s	Área de passagem do gás	m ²
C_c	Coefficiente de contração do escoamento	-
c_p	Calor específico a pressão constante	J/kgK
c_v	Calor específico a volume constante	J/kgK
D_{des}	Diâmetro hidráulico para o gás de descarga	m
D_{suc}	Diâmetro hidráulico para o gás sucção	m
g	Termo de geração volumétrica	W/m ³
h	Entalpia específica	J/kg
H_{esp}	Altura da espira	m
\bar{h}	Coefficiente médio de convecção	W/m ² K
k	Condutividade térmica	W/mK
L	Distância da evolvente ao círculo de base	m
m	Massa	kg
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s

\dot{m}_{ideal}	Vazão mássica ideal	kg/s
N	Número de voltas da curva evolvente	-
Nu	Número de Nusselt	-
p	Pressão	Pa
Re	Número de Reynolds	-
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	W
\dot{Q}_{amb}	Perda de calor para o ambiente externo	W
\dot{Q}_{cam}	Calor trocado com a câmara de compressão	W
\dot{Q}_{des}	Resfriamento do gás de descarga	W
$\overline{q''}$	Fluxo de calor médio	W/m ²
\dot{Q}_{suc}	Superaquecimento do gás de sucção	W
\dot{Q}_w	Taxa de transferência de calor entre gás e espira	W
Pr	Número de Prandtl	-
r_o	Excentricidade	m
$R_{c ds}$	Resistividade térmica total com gás de descarga	m ² K/W
R_{kiss}	Resistividade térmica total no contato	m ² K/W
S	Comprimento da espira	m
T	Temperatura	K
t	Espessura da espira	m
\bar{T}	Temperatura média	K
UA	Coefficiente de condutância global	W/K
V	Volume	m ³
V_{des}	Volume ocupado pelo gás de descarga	m ³
V_{suc}	Volume ocupado pelo gás de sucção	m ³
V_{SW}	Volume deslocado pelo compressor	m ³

\dot{W}_{ele}	Potência elétrica	W
\dot{W}_{mec}	Potência mecânica	W
\dot{W}_{pv}	Potência indicada	W

Símbolos Gregos

Π	Razão de pressão	-
α	Ângulo evolvente inicial	rad
γ	Razão entre os calores específicos	-
δ_f	Folga de flanco	μm
δ_t	Folga de topo	μm
ε	Efetividade de trocador de calor	-
η_{emc}	Eficiência eletromecânica	-
η_{ele}	Eficiência elétrica	-
η_s	Eficiência isentrópica	-
η_{mec}	Eficiência mecânica	-
η_v	Eficiência volumétrica	-
θ	Ângulo orbital	rad
θ_e	Ângulo final de compressão	rad
θ_d	Ângulo teórico de descarga	rad
μ	Viscosidade dinâmica	Pa.s
ρ	Massa específica	kg/m ³
φ	Ângulo evolvente	rad
φ_e	Ângulo evolvente final	rad
w	Velocidade de rotação	rpm

Sub-índices

<i>amb</i>	Referente ao ambiente externo
------------	-------------------------------

<i>car</i>	Referente à carcaça
<i>tam</i>	Referente à tampa
<i>cds</i>	Referente ao ambiente de descarga
<i>des</i>	Referente à descarga
<i>efx</i>	Referente à espira fixa
<i>ele</i>	Referente à perda elétrica
<i>emc</i>	Referente à perda eletromecânica
<i>ent</i>	Entrada no volume de controle
<i>ent</i>	Referente à entrada do compressor
<i>esc</i>	Referente ao mancal de escora
<i>exc</i>	Referente ao eixo excêntrico
<i>exo</i>	Referente ao eixo do motor
<i>fra</i>	Referente ao <i>frame</i>
<i>gas</i>	Referente ao gás sendo comprimido
<i>h</i>	Câmara de alta pressão
<i>i</i>	Referente à curva evolvente interna
<i>h</i>	Câmara de baixa pressão
<i>mec</i>	Referente à perda mecânica
<i>mot</i>	Referente ao motor
<i>o</i>	Referente à curva evolvente externa
<i>old</i>	Referente ao anel de <i>oldham</i>
<i>ole</i>	Referente ao óleo
<i>sai</i>	Saída do volume de controle
<i>sai</i>	Referente à saída do compressor
<i>scr</i>	Referente às espiras

<i>suc</i>	Referente à sucção
<i>sup</i>	Referente à superfície isotérmica
<i>w</i>	Parede da câmara

Abreviaturas

<i>MES</i>	Modelo de escoamento simplificado
<i>MGRT</i>	Modelo global de rede térmica
<i>MGS</i>	Modelo global simplificado
<i>SDE</i>	Sucção dupla na espira
<i>SSE</i>	Sucção simples na espira
<i>SSM</i>	Sucção simples no motor

Sumário

Agradecimentos	5
Resumo	9
Abstract	11
Lista de Figuras	13
Lista de Tabelas	19
Lista de Símbolos e Abreviaturas	21
1 Introdução	31
1.1 Sistemas de refrigeração	31
1.2 O compressor <i>scroll</i>	34
1.2.1 Principais componentes	34
1.2.2 Elemento de compressão	36
1.2.3 O processo de compressão	38
1.2.4 Perdas elétricas e mecânicas	39
1.2.5 Perdas termodinâmicas	41
1.3 Objetivos gerais	44
1.4 Compressor analisado	44
1.5 Estrutura da dissertação	45
2 Revisão	47
2.1 Temperatura de sucção	47
2.2 Distribuição de temperatura no compressor	51
2.3 Transferência de calor na câmara de compressão	54
2.4 Síntese e objetivos específicos	61
3 Modelo do processo de compressão	63
3.1 Mecanismo de compressão	63
3.1.1 Elemento de compressão	63
3.1.2 Perfil central da espira	66
3.1.3 Pontos de contato	66

3.1.4	Volume das câmaras	68
3.2	Processo de compressão	69
3.2.1	Vazões mássicas	71
3.2.2	Transferência de calor	72
3.2.3	Procedimento de solução numérica	73
3.3	Modelo integrado de simulação	76
4	Análise experimental da distribuição de temperatura	77
4.1	Bancada calorimétrica de ciclo quente	77
4.2	Procedimento de medição	79
4.2.1	Instrumentação do compressor	79
4.2.2	Procedimento experimental e incertezas	81
4.3	Distribuição de temperatura	84
4.3.1	Influência da velocidade de operação	84
4.3.2	Influência da razão de pressão	87
4.3.3	Influência do posicionamento do passador de sucção	89
4.4	Balances de energia	95
4.4.1	Superaquecimento do gás de sucção	96
4.4.2	Calor perdido pela carcaça	97
5	Modelagem da distribuição de temperatura	99
5.1	Modelo de escoamento simplificado - MES	99
5.1.1	Detalhamento matemático do modelo	100
5.1.2	Influência de parâmetros do modelo	106
5.1.3	Comparação com dados experimentais	109
5.2	Método de parâmetros concentrados	110
5.3	Modelo global simplificado - MGS	111
5.3.1	Sistema de equações do balanço de energia	111
5.3.2	Balanço térmico	116
5.3.3	Simulação térmica e validação	118
5.4	Modelo global de rede térmica - MGRT	119
5.4.1	Sistema de equações do balanço de energia	120
5.4.2	Balanço térmico	125
5.4.3	Simulação térmica e validação	127
5.5	Resultados	129
5.5.1	Temperatura de sucção	129
5.5.2	Demais temperaturas	132
6	Modelagem da condução de calor nas espiras	137
6.1	Formulação matemática	137
6.2	Procedimento numérico de solução	141
6.2.1	Fluxos de calor	142

6.2.2	Discretização da equação governante via volumes finitos	147
6.2.3	Procedimento de solução	148
6.3	Análise de sensibilidade	150
6.3.1	Discretização espacial	150
6.3.2	Coefficientes de troca convectiva do processo de compressão	151
6.3.3	Demais coeficientes convectivos	153
6.3.4	Fluxo de calor do ambiente de descarga	155
6.3.5	Resistividade térmica de contato	156
6.4	Resultados	157
6.4.1	Procedimento de solução acoplado	157
6.4.2	Temperatura e fluxo de calor	158
6.4.3	Temperatura de descarga e eficiências	164
7	Conclusões	169
7.1	Considerações iniciais	169
7.2	Conclusões	169
7.3	Sugestões de trabalho futuros	171
	Referências	175
	Apêndice A Análise CFD do ambiente de descarga	181
	Apêndice B Modelos de distribuição de temperatura	183
B.1	Balço térmico	183
B.1.1	Eficiências elétrica e mecânica	183
B.2	Coefficientes de condutância global	185
B.3	Simulação térmica	188
B.3.1	Eficiências elétrica e mecânica	188
B.3.2	Comparação com dados experimentais	188
	Apêndice C Modelo de condução de calor na espira	199
C.1	Equação da condução nas espiras	199
C.2	Fluxos de calor	201
C.2.1	Convecção com o pleno de sucção	201
C.2.2	Transferência de calor por contato	202
C.2.3	Interação com o ambiente de descarga	204
C.3	Discretização das equações	204
C.3.1	Volumes centrais	206
C.3.2	Volume na fronteira oeste	206
C.3.3	Volume mais periférico	207

1 *Introdução*

1.1 **Sistemas de refrigeração**

A refrigeração está presente em uma grande variedade de atividades do ser humano. Sua importância na sociedade moderna é imensurável, visto que a refrigeração é fundamental em setores essenciais como a produção e conservação de alimentos. Além de sua importância em aspectos básicos, está ligada aos constantes avanços tecnológicos, por exemplo no resfriamento de componentes eletrônicos. O condicionamento de ar, por sua vez, é de suma importância nos ambientes familiar e de trabalho, pois aumenta o conforto e a produtividade dos seres humanos (LAN *et al.*, 2010).

Apesar dos esforços dos fabricantes, a eficiência dos equipamentos utilizados na refrigeração e no condicionamento de ar ainda é reduzida. Tendo em conta que no Brasil o setor residencial responde por mais de 22 % do consumo total de energia elétrica (PROCEL, 2007), e que 47 % desse consumo está relacionado à refrigeração, justifica-se a constante procura por sistemas de refrigeração mais eficientes no consumo de energia elétrica. Além de benefícios econômicos, a diminuição do consumo de energia elétrica contribui para a redução da emissão de gases prejudiciais à atmosfera e assim para a preservação do meio ambiente.

Existem diversos métodos estabelecidos para se retirar calor de um ambiente a ser refrigerado. Um dos mais difundidos é o sistema de compressão mecânica de vapor (GOSNEY, 1982), que se baseia na capacidade que certos fluidos possuem de transferir grandes quantidades de energia quando mudam de fase. Neste tipo de sistema, um fluido volátil, denominado refrigerante, circula por um sistema fechado e promove a redução de temperatura do ambiente a ser refrigerado.

O sistema básico de refrigeração por compressão mecânica de vapor é denominado ciclo padrão (Figura 1.1). Neste sistema, a circulação do

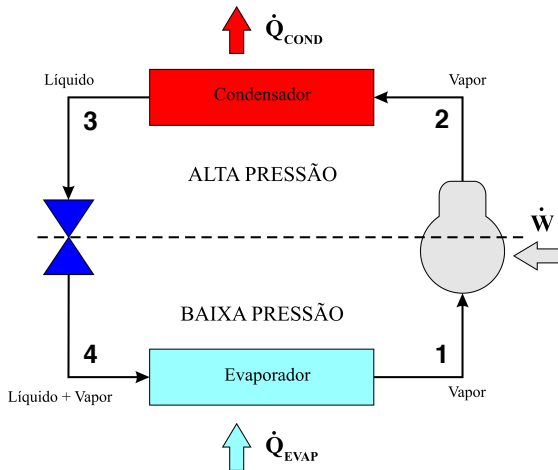


Figura 1.1 – Ciclo padrão de um sistema de refrigeração mecânica de vapor.

fluido é garantida pelo compressor, que é também um dos responsáveis pela manutenção dos dois níveis de pressão no sistema. O fluido entra no compressor (1) após ter passado pelo trocador de calor de baixa pressão (evaporador). Em virtude do processo de compressão, que no ciclo padrão ocorre à entropia constante, a pressão do fluido é aumentada até a pressão de condensação (2). Como consequência, sua temperatura também aumenta. Após ser descarregado pelo compressor, o fluido refrigerante passa pelo trocador de calor de alta pressão (condensador), onde muda da fase gasosa para a fase líquida (3), em função da interação térmica com o ambiente externo. Após sair do condensador na condição de líquido saturado, o fluido refrigerante entra no dispositivo de expansão, onde sofre uma expansão à entalpia constante e tem sua pressão reduzida até a pressão de evaporação, formando uma mistura bifásica (4). Tal como o compressor, o dispositivo de expansão é responsável pela manutenção da diferença de pressão no sistema. No evaporador, o fluido refrigerante tem seu título gradualmente aumentado, em função da retirada de calor do ambiente sendo refrigerado. O fluido refrigerante deixa o evaporador na condição de vapor saturado (1) e, em seguida, o ciclo se reinicia. Os processos termodinâmicos envolvidos no ciclo padrão podem ser representados através de um diagrama pressão-entalpia, ilustrado na Figura 1.2.

Em termos de consumo de energia, o compressor é o componente mais importante do ciclo. Desta forma, sistemas de refrigeração mais

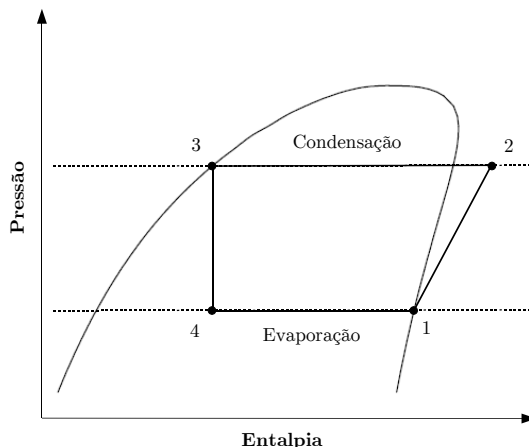


Figura 1.2 – Diagrama pressão-entalpia de um ciclo padrão.

eficientes passam necessariamente pela otimização do desempenho do compressor. Esta otimização pode estar ligada a alterações construtivas do equipamento, com o objetivo de reduzir custos de fabricação e montagem, a aspectos acústicos, ou à otimização de seu desempenho termodinâmico.

Diversos tipos de compressores são aplicados em sistemas de compressão mecânica de vapor. Quanto à característica de funcionamento, eles podem ser divididos em dois grandes grupos: compressores roto-dinâmicos e compressores de deslocamento positivo. Os compressores roto-dinâmicos fornecem energia cinética ao fluido refrigerante através de um componente chamado rotor, convertendo-a posteriormente em energia de pressão através de outro componente, denominado difusor. Já os compressores de deslocamento positivo realizam o processo de compressão através da redução do volume ocupado pelo fluido refrigerante. Entre os compressores de deslocamento positivo, destaca-se o compressor alternativo, amplamente utilizado em aplicações de refrigeração doméstica. Outros tipos de compressores de deslocamento positivo têm recebido bastante atenção por parte dos pesquisadores em anos recentes. Por exemplo, os compressores *scroll*, cujo processo de compressão é associado a elevados níveis de eficiência e confiabilidade, constituem uma excelente alternativa aos compressores convencionais, especialmente em aplicações que demandam alta capacidade de refrigeração.

1.2 O compressor *scroll*

Segundo a ASHRAE (2004), o compressor *scroll* é uma máquina de deslocamento positivo que realiza o processo de compressão utilizando dois membros conjugados em forma de espiras. A patente que detalha o mecanismo pelo qual o gás é comprimido em compressores do tipo *scroll* foi registrada por Creux (1905), que o descreveu para uma aplicação de bomba de calor. No entanto, apenas início da década de 1980 foram desenvolvidos os processos de fabricação necessários para que o compressor se tornasse comercialmente viável (WINANDY *et al.*, 2002).

Atualmente, este compressor é largamente utilizado em aplicações que envolvem altas capacidades, como sistemas de refrigeração comercial e de condicionamento de ar de grande porte. Nestas aplicações, o compressor *scroll* possui elevada eficiência e confiabilidade, associadas a níveis reduzidos de vibração e ruído. Compressores *scroll* são também conhecidos por apresentar boa eficiência em diferentes frequências de operação, justificando-se plenamente em aplicações de condicionamento de ar e bomba de calor, onde o controle de capacidade é muito importante.

1.2.1 Principais componentes

A maior parte dos compressores *scroll* encontrados no mercado são totalmente herméticos. Dentro de uma carcaça de metal encontram-se todos os componentes necessários ao seu funcionamento. Os componentes incluem o motor elétrico para acionamento, o óleo lubrificante e a bomba que possibilita a sua circulação e a estrutura mecânica que possibilita os processos de sucção, compressão e descarga do fluido refrigerante.

A Figura 1.3 ilustra os principais componentes que podem ser encontrados na configuração mais comum de um compressor *scroll* hermético. Nesta configuração, a carcaça encontra-se preenchida por fluido refrigerante na pressão de evaporação. Assim, o fluido refrigerante que entra no compressor se junta à mistura óleo-fluido refrigerante que se encontra no ambiente interno do compressor. O mecanismo de compressão, formado pela espira fixa e pela espira móvel, promove a sucção de fluido refrigerante presente no ambiente interno, realizando posteriormente o processo de compressão e descarga. Existem formas alternativas de realizar o processo de sucção de gás, como por exemplo a sucção direta, em que o fluido refrigerante não circula pelo ambiente interno antes de ser admitido pelo mecanismo de compressão. Neste caso,

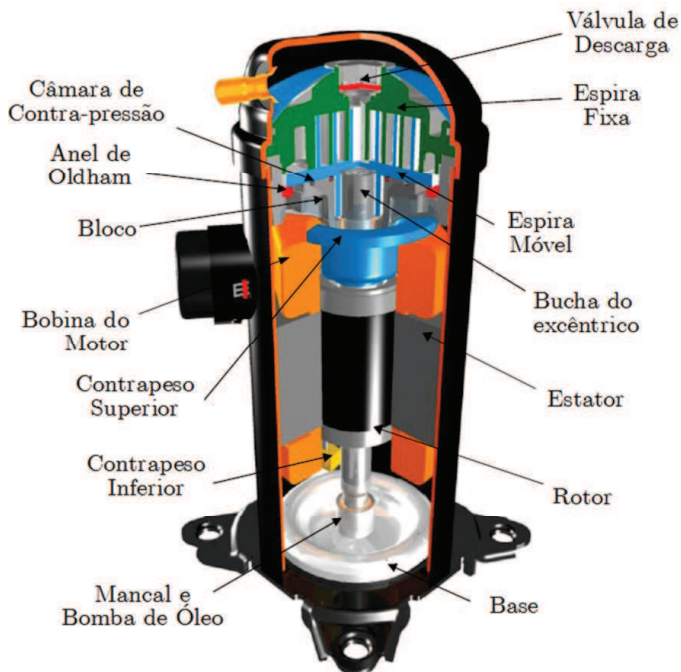


Figura 1.3 – Principais componentes de um compressor *scroll* típico. Reproduzido de Pereira (2012).

o fluido comprimido é descarregado pelo mecanismo de compressão para o ambiente interno do compressor, caracterizando uma carcaça à alta pressão.

O mecanismo de compressão em compressores do tipo *scroll* é apresentado na Figura 1.4. O motor elétrico de indução, quando acionado, promove a rotação do eixo do motor. Através do eixo do excêntrico e da bucha do excêntrico, este movimento é então transmitido para a espira móvel. Esta, por sua vez, é impedida de realizar um movimento de rotação pelo anel de *Oldham*. Este anel tem a finalidade de manter a espira móvel numa posição angular fixa, impedindo assim a rotação da espira móvel em relação ao seu próprio eixo e promovendo o movimento radial através de uma trajetória orbital. A dinâmica do mecanismo de compressão faz com que o fluido refrigerante seja admitido na periferia das espiras e descarregado na região central. O processo de compressão não depende da presença de válvulas, como acontece em compresso-

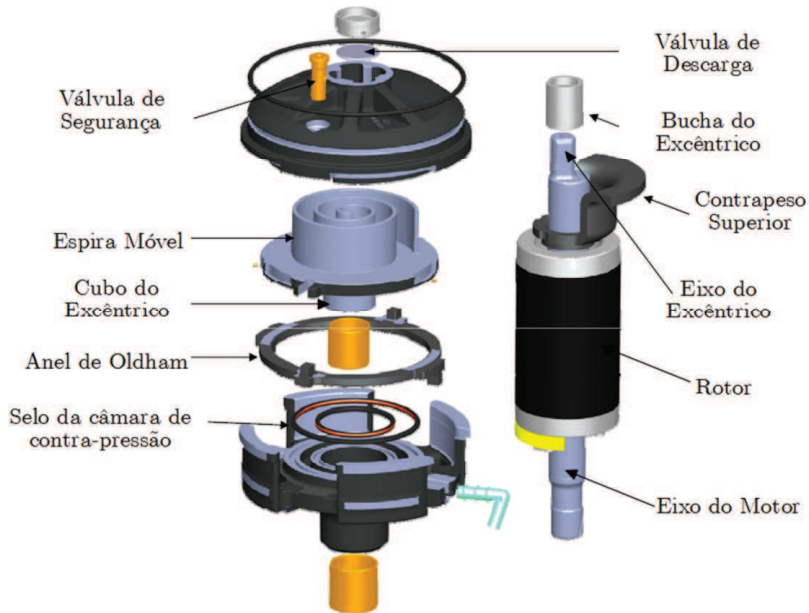


Figura 1.4 – Mecanismo de compressão em compressores *scroll*. Reproduzido de Pereira (2012).

res alternativos. No entanto, é comum a utilização de uma válvula de descarga para aumentar a eficiência do compressor.

1.2.2 Elemento de compressão

A espira fixa e a espira móvel são os dois elementos que mecanicamente promovem a compressão do fluido refrigerante. As espiras, idênticas do ponto de vista geométrico, são montadas invertidas e rocionadasadas de 180° . O elemento fundamental para a determinação da geometria das espiras é a curva espiral. A curva espiral mais básica que existe é a espiral de Arquimedes, Figura 1.5 (a).

De especial interesse para compressores do tipo *scroll* é a curva evolvente, ilustrada na Figura 1.5 (b). A curva evolvente de um círculo é uma espiral com um raio continuamente variável, que é medido a partir da circunferência de um círculo de base centrado num eixo fixo.

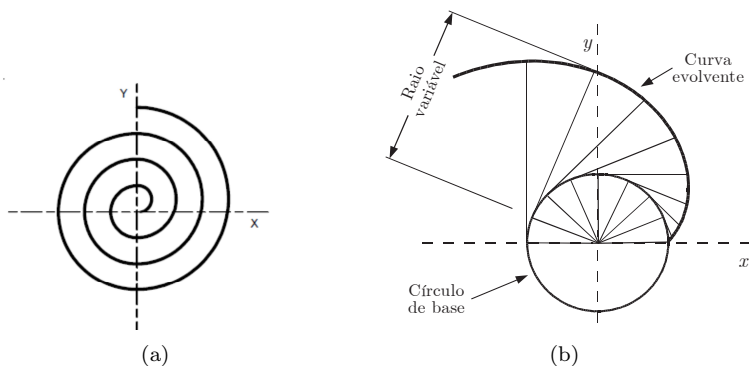


Figura 1.5 – Curvas espirais: (a) Espiral de Arquimedes. (b) Evoluta de um círculo, reproduzido de Pereira (2012).

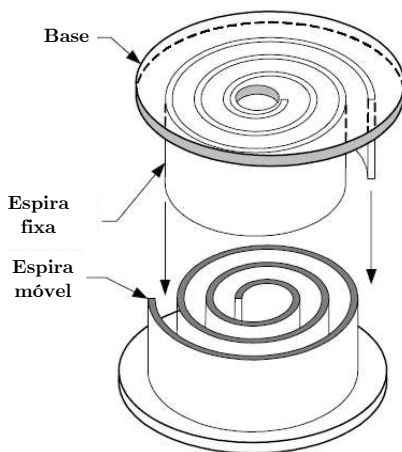


Figura 1.6 – Representação do par de espiras. Adaptado de Carrier (2004).

O formato geométrico de uma curva evolvente permite que as duas espiras, quando em contato, tenham suas paredes rolando uma sobre a outra, ao invés de deslizarem. Este aspecto reduz o atrito e o desgaste. Do ponto de vista construtivo, as paredes das espiras são fixadas em uma de suas extremidades numa base circular metálica (Figura 1.6).

1.2.3 O processo de compressão



(a) 0° - Início da sucção



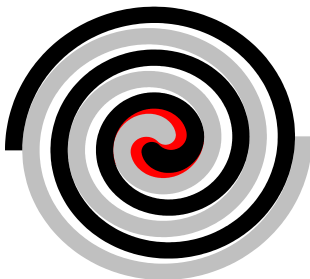
(b) 180° - Sucção



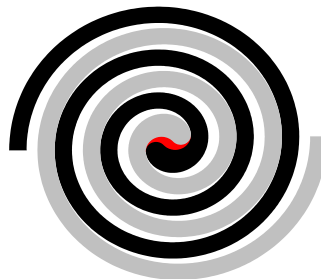
(c) 360° - Início da compressão



(d) 720° - Compressão



(e) 1080° - Início da descarga



(f) 1260° - Descarga

Figura 1.7 – O processo de compressão em compressores *scroll*.

O movimento da espira móvel em relação à espira fixa promove a compressão do gás. A Figura 1.7 ilustra a sequência de processos que

caracterizam a compressão do fluido refrigerante. A partir do ângulo de órbita θ igual a 0° (a) o processo de sucção se inicia. A espira móvel realiza o seu movimento orbital, de maneira que se forma uma região de baixa pressão entre as duas espiras, permitindo a entrada de gás presente no ambiente interno do compressor e aumentando o volume da câmara de sucção (b). O volume final da câmara é atingido quando a espira móvel faz o fechamento deste volume, selando a câmara de sucção (c). Neste ângulo orbital, a porção de gás que está sendo acompanhada passa a ser aprisionada numa câmara que, na prática, já constitui uma câmara de compressão. A partir deste momento, os pontos de contato que delimitam a câmara vão se aproximando, de forma que o volume da mesma vai gradualmente diminuindo. Conforme pode ser observado na Figura 1.7, o fluido refrigerante vai sendo conduzido para a região central das espiras, à medida que ocorre a redução do seu volume (d). Em um determinado momento, as câmaras de compressão simetricamente opostas encontram-se na região central das espiras, dando início ao processo de descarga (e).

Para fins didáticos, o processo de compressão foi apresentado acompanhando uma determinada porção de fluido refrigerante. No entanto, deve ser observado que, para cada ângulo orbital, existem no elemento de compressão câmaras preenchidas com gás em variados níveis de pressão. Desta forma, tem-se um processo de compressão contínuo e suave, caracterizado por processos de sucção, compressão e descarga acontecendo simultaneamente. Este aspecto constitui uma grande vantagem em relação aos compressores alternativos, onde o processo de sucção ocorre durante menos da metade da revolução do eixo de acionamento, e o processo de descarga ocorre durante cerca de 12 % do tempo de revolução do eixo (PEREIRA, 2012).

1.2.4 Perdas elétricas e mecânicas

Perdas elétricas, mecânicas e termodinâmicas caracterizam as perdas de energia no compressor *scroll* e determinam a eficiência do mesmo. Nesta seção, apenas as perdas elétricas e mecânicas são definidas. As perdas termodinâmicas, de especial interesse neste trabalho, serão discutidas na próxima seção.

A potência elétrica consumida pelo compressor não é totalmente convertida em potência para acionamento do eixo mecânico. Uma parte desta energia é perdida em forma de calor, sendo usualmente representada por uma eficiência elétrica:

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{mec}}{\dot{W}_{ele}}, \quad (1.1)$$

onde \dot{W}_{ele} é a potência elétrica do compressor e \dot{W}_{mec} a potência mecânica (potência de acionamento do eixo). A potência mecânica, por sua vez, não é totalmente convertida em potência termodinâmica. Uma parcela desta energia é perdida devido ao atrito mecânico em diversos componentes do compressor. Em compressores *scroll*, os principais componentes onde ocorre dissipação de energia por perda mecânica são o eixo do motor, o mancal de escora, o eixo do excêntrico, o flanco das espiras e o anel de *Oldham*.

A eficiência mecânica do compressor, utilizada para representar as perdas mecânicas, é definida por:

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_{pv}}{\dot{W}_{mec}}, \quad (1.2)$$

onde \dot{W}_{pv} é a potência indicada (termodinâmica) do compressor, que é a potência entregue ao fluido refrigerante. Geralmente, a potência termodinâmica necessária para realizar a compressão é maior do que a potência necessária para comprimir o fluido refrigerante de forma isentrópica, em função de perdas relacionadas à transferência de calor e aos vazamentos no interior do elemento de compressão. A Figura 1.8 ilustra as diferentes perdas de energia no compressor.

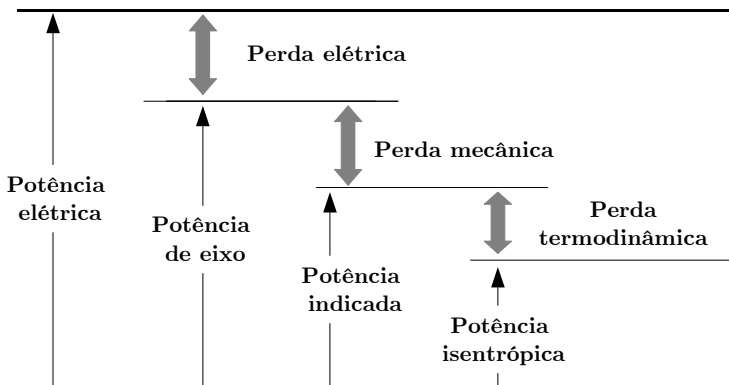


Figura 1.8 – Diagrama de perdas para um compressor *scroll*.

1.2.5 Perdas termodinâmicas

As principais perdas termodinâmicas em compressores *scroll* ocorrem devido à transferência de calor no interior do compressor, à sub ou sobrecompressão e aos vazamentos. Na análise do desempenho termodinâmico de compressores, os parâmetros mais comumente utilizados para representar estas perdas são a eficiência volumétrica e a eficiência isentrópica. A eficiência volumétrica é definida por:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ideal}}, \quad (1.3)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica real fornecida pelo compressor e \dot{m}_{ideal} é a vazão mássica ideal, calculada pela expressão:

$$\dot{m}_{ideal} = \rho_{ent} \dot{V}_{SW}, \quad (1.4)$$

onde ρ_{ent} é massa específica do refrigerante na linha de sucção do compressor e \dot{V}_{SW} é o volume deslocado pelo compressor. A eficiência volumétrica representa o afastamento da vazão mássica real da vazão que seria bombeada caso as condições termodinâmicas (temperatura e pressão) no início do processo de compressão fossem exatamente iguais às condições do fluido no passador de sucção, situado na entrada do compressor. Já a eficiência isentrópica é definida por:

$$\eta_s = \frac{\dot{m}(h_{2,s} - h_1)}{\dot{W}_{pv}}, \quad (1.5)$$

onde $h_{2,s}$ é a entalpia específica do fluido refrigerante no final de um processo de compressão adiabático e reversível partindo das condições termodinâmicas representadas pela entalpia específica h_1 . A eficiência isentrópica é uma medida do afastamento do processo real de compressão em relação a um processo adiabático e reversível com a mesma vazão mássica.

A transferência de calor no interior do compressor geralmente tem impacto negativo sobre o seu desempenho. Sua influência pode ser analisada do ponto de vista da interação entre o fluido refrigerante e os componentes no ambiente interno do compressor ou então em relação à interação térmica entre o fluido refrigerante e as paredes da espira durante o processo de compressão.

Em compressores *scroll* herméticos com carcaça à baixa pressão, o fluido que entra no compressor sofre aquecimento pelas partes quentes do compressor antes de ser admitido pelo elemento de compressão. Muitas vezes, este aspecto constitui uma solução de ordem prática, já

que o fluido refrigerante à baixa temperatura é utilizado para refrigerar o motor elétrico do compressor. No entanto, do ponto de vista termodinâmico, o aumento da temperatura do gás é extremamente prejudicial, já que aumenta o volume específico do fluido refrigerante. Como a câmara de sucção possui um volume definido pela geometria, com o aumento do volume específico, a câmara de sucção é preenchida com uma quantidade menor de massa de fluido refrigerante, reduzindo assim a vazão mássica fornecida pelo compressor e, conseqüentemente, a capacidade de refrigeração. Esta redução na vazão mássica real tem um impacto negativo sobre a eficiência volumétrica do compressor. Ainda, o superaquecimento do fluido de sucção provoca um aumento na temperatura inicial do processo de compressão, sendo necessário uma potência maior para realizar o processo de compressão, o que reduz a eficiência isentrópica do compressor.

Em relação à transferência de calor durante o processo de compressão, é estabelecido na literatura que a compressão isotérmica é a que representa menor consumo de energia (GOSNEY, 1982). No entanto, uma compressão isotérmica é muito difícil de ser obtida na prática. Desta forma, geralmente se compara a potência gasta durante o processo real com a potência que seria necessária para comprimir o fluido de forma isentrópica, conforme representado pela Equação 1.5. Em compressores do tipo *scroll*, o gás troca calor durante o processo de compressão com as paredes da espira. Esta transferência de calor, inicialmente da espira para o gás, origina aumento da temperatura do gás ainda durante o processo de sucção, reduzindo a eficiência volumétrica. Durante o final do processo de compressão o sentido da transferência de calor se inverte, em função do aumento da temperatura do gás. Caso a transferência líquida de energia seja no sentido do gás, ocorre um aumento da potência necessária ao processo de compressão e conseqüente redução da eficiência isentrópica.

Em função das questões apresentadas nos parágrafos anteriores, nota-se que os processos de transferência de calor estão intimamente ligados ao desempenho do compressor. Quanto menor for a temperatura dos componentes, menor será o superaquecimento do fluido durante o processo de sucção. Ainda, a temperatura dos componentes do compressor influencia também a troca de energia que ocorre durante o processo de compressão. Desta forma, é muito importante caracterizar adequadamente este fenômeno de forma a minimizar seus efeitos negativos.

Outra perda termodinâmica que pode ocorrer no compressor diz respeito à aspectos de sub e sobrecompressão (Figura 1.9). A geometria

da espira, ou seja, as características construtivas do elemento de compressão, definem a razão de compressão interna do compressor. Se a razão de compressão solicitada pelo sistema de refrigeração for diferente da razão de pressão interna do compressor, a pressão de descarga do compressor será diferente da pressão na linha de descarga do sistema. Isto origina perdas, em função da necessidade de equalização da pressão do gás na câmara de descarga do compressor. Válvulas de descarga são geralmente utilizadas para minimizar o efeito negativo destas perdas, principalmente em aplicações de elevada razão de pressão.

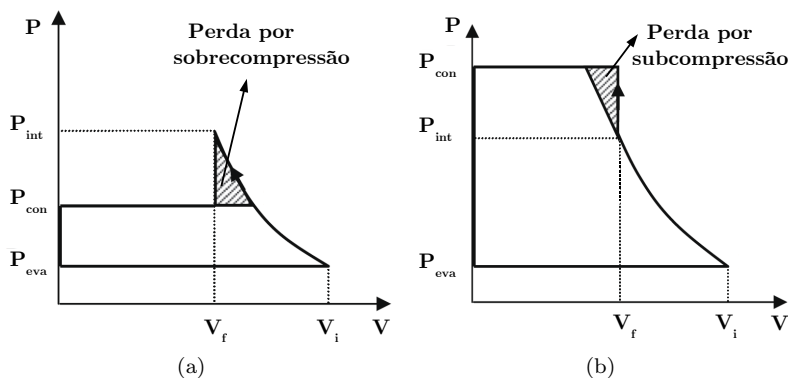


Figura 1.9 – Perdas por sub e sobrecompressão. Adaptado de Cuevas *et al.* (2010).

Os vazamentos de fluido refrigerante entre as diversas câmaras no processo de compressão são, segundo diversos autores (CHEN *et al.*, 2002a), os principais responsáveis pela degradação de eficiência termodinâmica em compressores do tipo *scroll*. Este efeito negativo faz-se sentir especialmente em aplicações de baixa capacidade de refrigeração (PEREIRA, 2012). Em compressores desse tipo existem dois tipos definidos de vazamentos: os vazamentos de flanco e os vazamentos de topo. Os vazamentos de flanco ocorrem através da folga radial entre os flancos das duas espiras. Já o vazamento de topo ocorre entre o topo de uma espira e a base da espira oposta. Em termos de deterioração da performance termodinâmica, o vazamento de topo é geralmente mais prejudicial, já que a área disponível para vazamento do gás é maior. A Figura 1.10 ilustra os vazamentos que ocorrem na câmara de compressão do *scroll*.

O vazamento de gás entre câmaras diminui a eficiência volumétrica do compressor, já que reduz a vazão fornecida pelo mesmo. O efeito

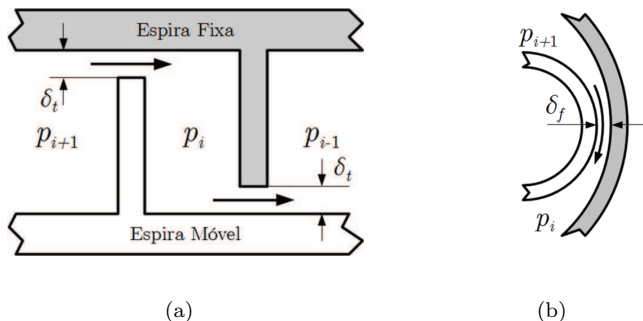


Figura 1.10 – Representação esquemática dos vazamentos em compressores *scroll*: (a) Folga de topo (b) Folga de flanco. Reproduzido de Pereira (2012).

dos vazamentos também é significativo sobre a eficiência isentrópica. Isto acontece pois uma determinada quantidade de gás que vaza já foi comprimida, e terá que ser gasta mais energia para comprimi-la novamente. Os vazamentos originam também o chamado efeito cascata da temperatura de descarga. Este efeito está relacionado ao fato de que quanto maiores os vazamentos, maior a quantidade de gás que será re-comprimada, aumentando assim a temperatura de descarga. Quanto maior a temperatura de descarga, maior a temperatura do gás que vaza para as câmara de menor pressão.

1.3 Objetivos gerais

O principal objetivo da presente dissertação é desenvolver e validar modelos para prever a temperatura dos componentes em compressores do tipo *scroll*. Este entedimento permite avaliar o efeito da interação térmica entre o gás e as partes quentes do compressor sobre a eficiência termodinâmica do equipamento.

Neste trabalho, foco será dado ao processo de superaquecimento do gás na sucção e ao perfil térmico das espiras, que interagem termicamente com o gás durante o processo de compressão.

1.4 Compressor analisado

No presente trabalho, um compressor protótipo do tipo *scroll* será analisado. O protótipo foi desenvolvido para trabalhar com o fluido

refrigerante R410A e capacidade de refrigeração de 5 kW, permitindo a modulação de capacidade através da variação de rotação de 6000 a 10000 rpm. Na sua condição padrão, o compressor possui fluido refrigerante à pressão de sucção no seu ambiente interno e sucção indireta, ou seja, o fluido refrigerante que entra no compressor é utilizado para refrigerar as partes quentes do compressor.

1.5 Estrutura da dissertação

No capítulo 2 é feita uma revisão de trabalhos encontrados na literatura focados na transferência de calor em compressores *scroll*. Tendo sido avaliadas as lacunas existentes na literatura atual, são discutidos os objetivos específicos desta dissertação. No capítulo 3 são apresentados os principais aspectos referentes ao modelo numérico do ciclo de compressão desenvolvido por Pereira (2012), utilizado neste trabalho. No capítulo 4 é apresentado o procedimento experimental conduzido para avaliar a temperatura dos componentes do compressor em diversas condições de operação. No capítulo 5 são apresentados os modelos térmicos desenvolvidos para avaliar a temperatura de sucção, bem como os modelos para analisar a distribuição de temperatura do compressor. Os modelos são descritos e em seguida seus resultados e a influência do campo de temperatura sobre as eficiências do compressor é avaliada. No capítulo 6 é feito um estudo em relação à troca de calor no interior da câmara de compressão, focado no perfil térmico da espira. O modelo desenvolvido é analisado e o emprego dos modelos de forma acoplada é descrito. No capítulo final apresenta-se as considerações finais relativas a este trabalho, incluindo também as sugestões para trabalhos futuros.

2 *Revisão*

Este capítulo apresenta uma revisão de trabalhos da literatura que tratam da transferência de calor em compressores do tipo *scroll*. Em particular, consideram-se estudos direcionados à determinação da temperatura de sucção, da distribuição de temperatura do compressor e da transferência de calor ao longo do processo de compressão. No final do capítulo, os objetivos do presente trabalho são contextualizados quanto a suas contribuições para o avanço da pesquisa na área.

2.1 Temperatura de sucção

A temperatura e a pressão do fluido refrigerante no início do processo de compressão são extremamente importantes para a caracterização do mesmo. Devido ao fenômeno de superaquecimento do gás de sucção em compressores herméticos, a temperatura no início do processo de compressão, usualmente denominada temperatura de sucção, geralmente não coincide com a temperatura no passador de sucção. Vários trabalhos encontrados na literatura preocupam-se em determinar a temperatura de sucção. Estes trabalhos estão geralmente associados a modelos numéricos de simulação do processo de compressão.

Caillat *et al.* (1988) desenvolveram um modelo para a análise de compressores do tipo *scroll*. Os autores incluíram aspectos geométricos, da dinâmica do conjunto e dos processos termodinâmico e de transferência de calor. Modelaram a compressão do gás através de um processo isentrópico, mas com vazamentos entre as câmaras de compressão. No que diz respeito à transferência de calor, Caillat *et al.* (1988) apresentaram um método simplificado para calcular o superaquecimento do gás na sucção. As fontes de calor no interior do compressor, decorrentes de perdas eletromecânicas e do gás na descarga, foram modeladas através de um termo fictício de geração de calor, o qual foi dividido entre o fluido de sucção e a carcaça, esta última interagindo com o ambiente externo. Os autores encontraram boa concordância entre os

resultados de capacidade de refrigeração obtidos do modelo e de testes experimentais disponíveis. No entanto, não forneceram resultados específicos sobre o superaquecimento do gás refrigerante.

Suefujii *et al.* (1992) desenvolveram um modelo para simular um compressor *scroll* em diferentes velocidades de operação e com a carcaça na pressão de descarga, levando em conta perdas mecânicas, vazamentos e transferência de calor. Modelaram o caminho do gás no interior do compressor desde o tubo de sucção, passando pela câmara de sucção, câmara de compressão, câmara de descarga e ambiente interno do compressor, até o tubo de descarga. A pressão do gás ao longo do processo de compressão foi calculada com a hipótese de gás perfeito. Um modelo simplificado de transferência de calor foi implementado, no qual o aumento de temperatura do gás ao longo do compressor é função do escoamento do mesmo através de superfícies idealizadas, como tubos e placas planas. A difusão de calor em componentes sólidos foi também considerada e fontes de calor no interior do compressor foram introduzidas para modelar os efeitos das perdas elétricas e mecânicas, e do calor proveniente do processo de compressão. Alguns aspectos não determinados no modelo numérico foram obtidos através de calibração experimental. Os autores concluíram que em baixas velocidades de operação as principais perdas de eficiência termodinâmica estão relacionadas com os vazamentos. Defenderam ainda que, em altas velocidades de operação, o superaquecimento do gás de sucção e a transferência de calor durante o processo de compressão são as principais fontes de irreversibilidade. Desta forma, os autores sugeriram que o compressor deve operar em velocidades intermediárias.

Winandy e Lebrun (2002) realizaram testes experimentais para avaliar o impacto da injeção de fluido refrigerante na câmara de compressão de compressores *scroll* operando com R22. Os autores apresentaram as vantagens e desvantagens associadas à modulação de capacidade do compressor através da injeção de fluido refrigerante. No que diz respeito aos tipos de injeção analisados, Winandy e Lebrun (2002) constataram que a injeção do refrigerante na forma de vapor aumenta a capacidade de refrigeração, ao passo que a injeção de refrigerante líquido permite a redução da temperatura de descarga, sendo vantajosa em aplicações com alta razão de pressão. No entanto, observaram que a injeção de fluido refrigerante torna o sistema mais caro e não é tão eficiente quanto a variação de rotação para a modulação de capacidade. Além da análise experimental, os autores desenvolveram um modelo simplificado para analisar o processo de compressão, considerando a injeção de refrigerante, de forma a prever parâmetros globais

de desempenho do compressor como vazão mássica, consumo elétrico e temperatura de descarga. O modelo, calibrado experimentalmente, permitiu avaliar o superaquecimento do gás na sucção, a redução da temperatura do gás na câmara de descarga e a troca de calor com o ambiente externo. O modelo de Winandy e Lebrun (2002) tem sido utilizado em diversos estudos de outros autores e é descrito com mais detalhes em Winandy *et al.* (2002).

Winandy *et al.* (2002) apresentaram uma análise experimental e numérica de um compressor *scroll* operando com R22. Os autores instrumentaram o compressor com o objetivo de determinar os fatores que influenciam a vazão mássica, o consumo elétrico e a temperatura de descarga do compressor. 28 testes em diferentes condições de operação foram realizados, tendo sido medidas as temperaturas do gás na entrada do compressor, na câmara de sucção, na câmara de descarga e na saída do compressor. Winandy *et al.* (2002) constataram que, para o compressor em análise, o superaquecimento do gás de sucção variava entre 17°C e 35°C, ao passo que a redução da temperatura do gás na câmara de descarga era de no máximo 13°C. A quantidade de calor absorvida pelo gás na sucção, calculada a partir dos dados experimentais, manteve-se praticamente constante entre 25 e 27% do energia elétrica consumida pelo compressor.

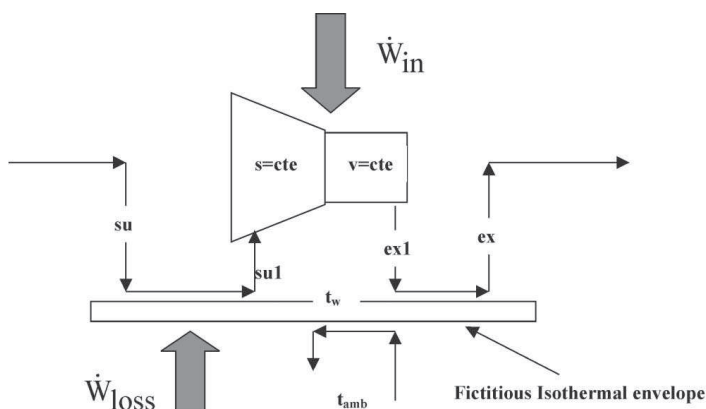


Figura 2.1 – Modelo do compressor em Winandy *et al.* (2002).

Baseados nos resultados experimentais, Winandy *et al.* (2002) de-

envolveram um modelo numérico simplificado, similar ao que foi apresentado por Winandy e Lebrun (2002). Ao contrário dos modelos de Caillat *et al.* (1988) e Suefuji *et al.* (1992), que representam ferramentas de projeto de compressor, este tipo de modelo visa prever o funcionamento do compressor através de um número reduzido de parâmetros, sendo representado esquematicamente na Figura 2.1. O fluido refrigerante no interior do compressor passa por quatro processos: superaquecimento na sucção, compressão isentrópica até uma pressão intermediária, compressão isocórica e redução de temperatura no ambiente de descarga. A compressão isocórica somente é realizada quando a pressão intermediária alcança a razão de pressão interna do compressor. No que diz respeito à transferência de calor, os autores incluíram os efeitos de superaquecimento do gás, a geração de calor por perda eletromecânica, o calor perdido pelo gás na câmara de descarga e a troca de calor com o ambiente externo. Como pode ser observado na Figura 2.1, o modelo assume uma placa isotérmica fictícia a fim de representar as interações térmicas no compressor. Utilizando dados experimentais e o método NUT de projeto de trocadores de calor (KAKAC *et al.*, 2002), os autores calcularam coeficientes de condutância global para representar essas interações. Uma concordância excelente foi observada entre os resultados numéricos e experimentais, com desvios de temperatura de no máximo 3°C.

Utilizando um procedimento similar ao de Winandy *et al.* (2002), Duprez *et al.* (2007) desenvolveram um modelo com o objetivo de realizar uma análise comparativa entre compressores alternativos e compressores do tipo *scroll* para aplicação em bombas de calor. Ao invés de utilizarem dados experimentais, os autores adotaram dados de catálogo dos compressores para a calibração do modelo. O superaquecimento da sucção foi avaliado através de um método logarítmico de diferença de temperatura entre a placa, mantida a uma temperatura fixa de 50°C, e o gás de sucção. Os autores não consideraram a interação da placa com o gás de descarga. Por este motivo, erros significativos foram encontrados para a temperatura de saída do compressor. Posteriormente, os autores apresentaram uma versão aprimorada do mesmo modelo (DUPREZ *et al.*, 2010), em que a temperatura da placa fictícia varia em função das temperaturas de evaporação e condensação, obtendo uma melhor concordância com os dados de catálogos.

Cuevas e Lebrun (2009) apresentaram um estudo experimental e numérico associado ao funcionamento de compressores *scroll* operando com R134a em diversas velocidades de operação. No procedimento experimental, os autores determinaram as eficiências do inversor de

frequência e do compressor a fim de estimar as perdas de cada um. Além disto, os autores modelaram o compressor seguindo o procedimento de Winandy *et al.* (2002), com os parâmetros do modelo sendo obtidos através de um procedimento de otimização. Os resultados revelaram que 29% da potência elétrica do compressor é consumida por ineficiências elétricas e mecânicas, ao passo que apenas 7% é transferida diretamente para o ambiente externo na forma de calor. Utilizando o modelo numérico simplificado, Cuevas e Lebrun (2009) verificaram valores entre 5 e 50°C para o superaquecimento do gás de sucção. No entanto, os autores salientaram que o coeficiente de condutância global obtido através dos dados experimentais resultou fisicamente inconsistente por ser muito elevado.

Cuevas *et al.* (2010) estudaram experimentalmente o desempenho de um compressor do tipo *scroll* em diversas condições de razão de pressão, com o objetivo de caracterizar o compressor em condições extremas de operação, adotando o fluido refrigerante R134a e frequência fixa de operação de 50Hz. Os autores destacaram os valores elevados adotados para a pressão de descarga e a temperatura de entrada no compressor. Como principal resultado, observaram que o consumo elétrico do compressor varia linearmente com a pressão de descarga. Além disto, os autores relacionaram o desempenho termodinâmico do compressor com a razão de pressão, realçando a degradação da eficiência isentrópica para razões de pressão diferentes da razão de pressão interna do compressor. Finalmente, Cuevas *et al.* (2010) seguiram o procedimento de Winandy *et al.* (2002) para avaliar numericamente o desempenho do compressor. Após ser calibrado com o auxílio de dados experimentais, o modelo foi capaz de prever de forma satisfatória o desempenho do compressor, exceto para as condições de operação de elevado consumo elétrico.

2.2 Distribuição de temperatura no compressor

Conforme exposto na seção anterior, a determinação da temperatura de sucção é fundamental na análise tanto experimental quanto numérica do desempenho termodinâmico de compressores. Por outro lado, por razões de eficiência ou confiabilidade, temperaturas em outros pontos do compressor também são de interesse. Por exemplo, quando a temperatura do motor alcança valores elevados, pode ocorrer a fusão da resina isolante que impede o contato elétrico entre os fios de cobre,

causando a sua falha. Da mesma forma, temperaturas elevadas do óleo podem resultar na sua degradação e levar o compressor a falhar mecanicamente. Finalmente, a temperatura da carcaça também é limitada a valores estabelecidos em normas que regem o funcionamento seguro do equipamento. Em seguida é apresentada uma breve revisão de trabalhos que envolvem a previsão da temperatura dos diversos componentes do compressor *scroll*.

Wagner *et al.* (1992) realizaram um extenso estudo experimental de transferência de calor em um compressor *scroll* operando com R22. Diversos *kits* mecânicos, constituídos pelo motor elétrico, bomba de óleo e elemento de compressão, foram colocados em uma carcaça instrumentada. Os autores defenderam que a não utilização de uma carcaça hermética convencional soldada teria pouca influência sobre os resultados. Termopares e sensores de fluxo de calor foram instrumentados em diversos componentes do compressor. Os resultados mostraram que temperatura mais elevada ocorre na carcaça junto à região da descarga, seguida pela temperatura da carcaça junto à região do motor elétrico. Os autores constaram que 80% do calor dissipado em função das perdas eletromecânicas do compressor é absorvido pelo fluido de sucção, sendo o restante perdido para o ambiente externo através da carcaça.

Chen *et al.* (2002b) descreveram um modelo bastante completo para simular o desempenho de compressores *scroll*, operando na posição horizontal com a carcaça à alta pressão e fluido refrigerante R22, conforme representado na Figura 2.2. Em particular, o modelo do processo de compressão desenvolvido pelos mesmos autores (CHEN *et al.*, 2002a) permite a obtenção de um número expressivo de parâmetros de eficiência do compressor. Chen *et al.* (2002b) analisaram termicamente o compressor através da aplicação da equação da energia em regime permanente em nove elementos (Figura 2.2). Em função da sucção direta adotada, o superaquecimento de sucção foi introduzido apenas no tubo que leva o gás até o elemento de compressão. As interações térmicas entre os elementos foram avaliadas através de resistências térmicas, sendo enfatizada a dificuldade em encontrar modelos adequados para a condução e convecção de calor em função da complexidade geométrica. Por esta razão, os autores optaram por calibrar as resistências térmicas com base em uma distribuição de temperatura estimada a partir de intuição física. Apesar do desenvolvimento desse modelo de simulação térmica, os autores não apresentaram resultados explícitos de temperatura dos componentes do compressor.

A validação dos resultados globais dos modelos de Chen *et al.*

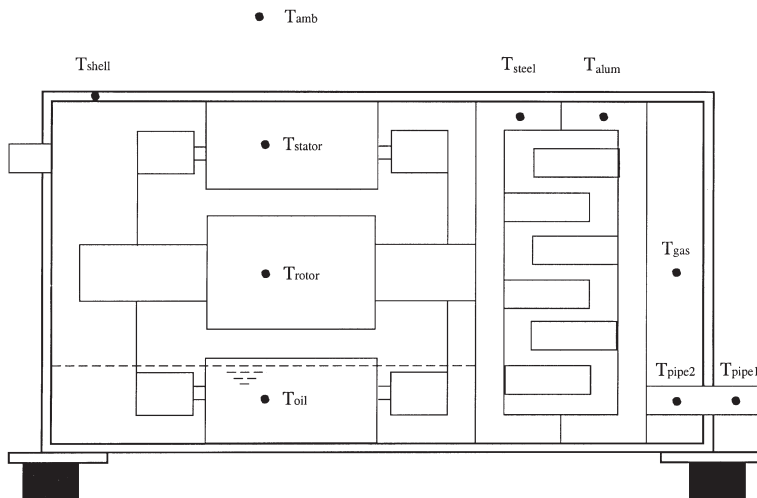


Figura 2.2 – Elementos utilizados na análise de Chen *et al.* (2002b).

(2002b) foi realizada através de comparações com os dados de vazão mássica, consumo elétrico e temperatura de descarga, obtidos de testes experimentais em uma bancada de ciclo quente. Através de análises paramétricas realizadas utilizando o modelo numérico, os autores concluíram que as folgas e a geometria da espira afetam significativamente a eficiência do compressor.

Lee (2002) desenvolveu um modelo bastante completo para compressores do tipo *scroll*, analisando aspectos relativos ao processo de compressão, à dinâmica das partes móveis e à transferência de calor no interior do compressor. O modelo permite estimar o trabalho de compressão, a potência de eixo e a potência elétrica, além de aspectos de eficiência volumétrica e isentrópica. Lee (2002) fez uma análise interessante do superaquecimento do gás de sucção, considerando que parte do gás que entra no compressor é diretamente admitido pelo elemento de compressão, ao passo que a parte restante é direcionada ao ambiente interno do compressor de modo a refrigerar o motor. Desta forma, a temperatura efetiva de sucção é um resultado da temperatura de entrada do gás no compressor e da temperatura do gás que se encontra no ambiente interno. A previsão das temperaturas de outros componentes do compressor foi considerada através da aplicação da equação da energia em regime permanente em oito elementos. To-

das as resistências térmicas entre os componentes foram estabelecidas através de correlações de transferência de calor da literatura, ou através de modelos para a condução de calor em superfícies sólidas. Comparações entre os resultados do modelo e de testes experimentais com um compressor de 60 Hz e 3HP, utilizando R22 como fluido refrigerante, mostraram uma diferença máxima de 5% para vazão mássica, potência elétrica e temperatura de descarga. Nos testes experimentais apenas os parâmetros globais foram avaliados, não tendo sido realizadas medições de temperatura. Desta forma, não foi possível validar os resultados numéricos da distribuição de temperatura nos componentes do compressor.

2.3 Transferência de calor na câmara de compressão

Conforme já discutido, a transferência de calor entre o gás e as paredes das espiras durante o processo de compressão é importante na determinação da temperatura de descarga e da potência de compressão. Nesta seção, alguns trabalhos que se preocuparam em discutir este fenômeno são apresentados, com especial ênfase naqueles que deram foco à determinação do perfil térmico nas espiras do elemento de compressão.

Sunder (1997) modelou a geometria do compressor *scroll* e desenvolveu modelos integrais e diferenciais para analisar irreversibilidades do processo de compressão devido a vazamentos e transferência de calor. O autor sugeriu que os modos pelos quais o calor é transferido da região central para a região periférica do elemento de compressão são a condução ao longo das espiras, a convecção entre o gás e as paredes da espira e um processo de troca de calor que o autor denominou *kissing heat transfer*, que ocorre durante o contato entre as duas espiras. Estes modos de transferência de calor estão mostrados de forma esquemática na Figura 2.3.

Na modelagem da transferência de calor por convecção no elemento de compressão, o autor utilizou uma correlação de literatura para escoamentos turbulentos em dutos. A análise mostrou que a convecção entre o gás e a parede das espiras é caracterizada por um coeficiente de condutância global em torno de 10 vezes menor do que os demais. Desta forma, o autor argumentou que a troca convectiva de calor pode ser desprezada durante períodos significativos do processo de compressão do gás, uma vez que é muito pequena quando comparada às trocas

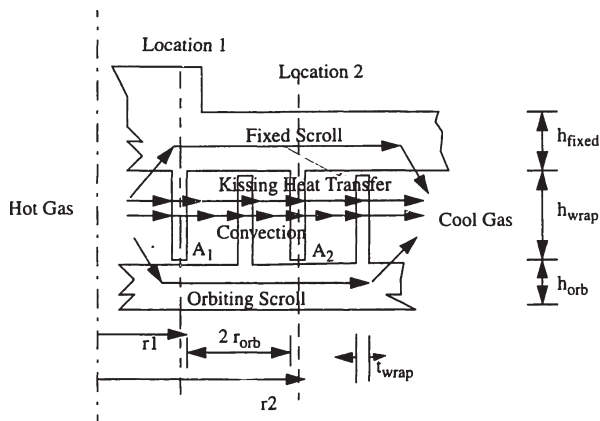


Figura 2.3 – Fluxo da energia térmica no elemento de compressão. Reproduzido de Sunder (1997).

por condução e pelo contato entre as espiras. Em função disto, Sunder (1997) direcionou a análise para a transferência de calor por contato entre espiras, modelando-a numericamente através de um coeficiente de condutância global e um ângulo de contato, calculado a partir de conceitos relacionados às tensões de Hertz. A influência do filme de óleo sobre a transferência de calor por contato foi também analisada. Além disto, experimentos foram realizados para demonstrar a existência do *kissing heat transfer* em compressores do tipo *scroll*. Nestes experimentos a espira fixa foi instrumentada a fim de determinar o perfil de temperatura ao longo da mesma. Segundo o autor, os gradientes de temperatura observados ao longo da espira se devem ao mecanismo de transferência de calor por contato, visto que são muito elevados para serem explicados apenas pela convecção e condução na espira.

Jang e Jeong (1999) realizaram uma investigação experimental da transferência de calor na câmara de compressão de um compressor de velocidade variável operando com R134a, empregando uma bancada calorimétrica de ciclo quente. A fim de medir o perfil térmico das espiras, os autores utilizaram 22 sensores de temperatura e 6 sensores de fluxo de calor na parte interna da espira fixa. A temperatura e a pressão do gás foram medidas nas câmaras de sucção e de descarga. Os autores verificaram uma variação predominantemente linear de temperatura ao longo do ângulo evolvente da espira, conforme ilustrado na Figura 2.4. Pode-se também observar que à medida que a rotação aumenta,

a temperatura da espira apresenta alguns desvios da variação linear e aumenta sua magnitude em função do aumento das temperaturas de sucção e descarga. Apesar do aumento de temperatura da região periférica para a região central da espira, os autores mediram na região periférica da espira fluxos de calor indicando condução de calor da região periférica para a região central do elemento de compressão. Este fluxo de calor, contrário ao esperado, foi atribuído ao fenômeno de transferência de calor por contato entre as espiras.

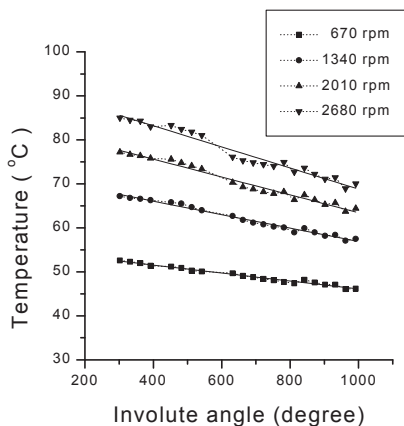


Figura 2.4 – Perfil de temperatura nas espiras obtido por Jang e Jeong (1999).

Park *et al.* (2002) utilizaram uma formulação integral para as equações de conservação a fim de simular um compressor *scroll* de velocidade variável. Os autores modelaram também a injeção de fluido refrigerante durante o processo de compressão, tendo avaliado diferentes diâmetros de injetor. O superaquecimento do fluido de sucção e os vazamentos foram também considerados. Os resultados obtidos pelo modelo foram comparados a testes experimentais sem a injeção de fluido refrigerante na câmara de compressão, tendo sido obtida uma boa concordância. Os autores obtiveram uma curva em “U” para a temperatura de descarga (Figura 2.5), tanto para a simulação sem injeção quanto para as simulações com diferentes diâmetros de injetor. Tal como Suefuji *et al.* (1992), os autores justificaram as altas temperaturas de descarga em baixas velocidades de operação pelo efeito negativo do vazamento. Já em altas velocidades, segundo os autores, a força centrífuga resultante da movimentação da espira móvel auxilia

na vedação das folgas e reduz o efeito relativo do vazamento. Nestas condições, os autores defenderam que o aumento do superaquecimento do fluido de sucção, resultado da redução na eficiência mecânica do compressor, seria o principal responsável pelo aumento da temperatura de descarga.

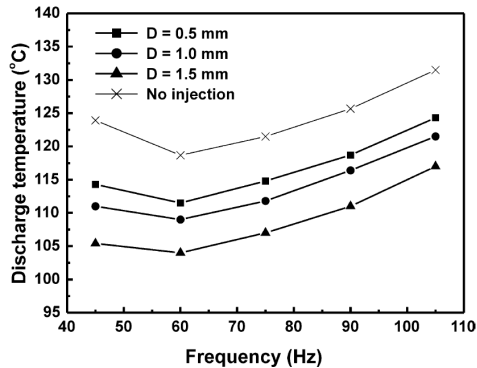


Figura 2.5 – Variação da temperatura de descarga com a velocidade de operação. Adaptado de Park *et al.* (2002).

Chen *et al.* (2002a) desenvolveram um modelo para simulação de compressores *scroll*, com uma descrição geométrica detalhada da espira e dos volumes relativos às câmaras de sucção, compressão e descarga. Em cada câmara, foram aplicadas as equações de conservação da massa e da energia para avaliar as grandezas termodinâmicas do gás ao longo do processo de compressão. Em função da interação entre as várias câmaras devido a vazamentos e transferência de calor, o modelo adotou um procedimento de solução iterativo. Modelos da literatura foram utilizados para estimar a vazão mássica nos processos de sucção, descarga e de vazamentos. A transferência de calor no processo compressão foi avaliada através de uma correlação de Nusselt de trocador de calor tubo espiral, assumindo um perfil de temperatura variando linearmente com o ângulo envolvente nas espiras. A temperatura de sucção foi calculada através de um modelo global (CHEN *et al.*, 2002b), descrito anteriormente. Os principais resultados obtidos foram a vazão mássica, a temperatura de descarga e o trabalho de compressão.

Ooi e Zhu (2004) utilizaram uma formulação diferencial para estudar o escoamento de fluido e a transferência de calor ao longo do processo de compressão, de modo a obter expressões que caracterizassem a troca de energia térmica durante o processo. Os autores concluíram

que as correlações de transferência de calor propostas na literatura não eram adequadas para prever a troca convectiva de calor durante a compressão do gás. Ooi e Zhu (2004) observaram ainda que os modelos de parâmetros concentrados para a avaliação da pressão podem ser utilizado sem muito prejuízo, mas que outras propriedades, como a temperatura, apresentam variações espaciais significativas. Os resultados mostraram que a temperatura do gás é bastante afetada pelo processo de compressão e também pela temperatura da parede da espira.

Lin *et al.* (2005) desenvolveram um trabalho focado na deformação térmica das espiras, analisando sua influência sobre o desempenho de compressores *scroll*. Para tal, realizaram medições de temperatura nas espiras de modo a utilizá-las como condição de contorno nas simulações relacionadas à deformação. Os autores analisaram o perfil de temperatura principalmente na base da espira fixa, embora medições tenham também sido realizadas nas paredes da mesma. Os autores constataram que na região periférica da espira a temperatura da base da espira fixa é cerca de 5°C maior do que a temperatura da parede. A inexistência de medições na parede da espira para região central da espira não permitiu determinar a diferença de temperatura na região central. Medições das temperaturas de sucção, descarga e do bloco do compressor, indicaram que a temperatura de sucção é cerca de 15°C menor do que a temperatura mínima da base da espira, ao passo que a maior temperatura da base espira é em torno de 10°C menor do que a temperatura de descarga do gás. No que diz respeito ao bloco, os autores observaram uma temperatura próxima à temperatura mínima da base da espira.

Jang e Jeong (2006) aprimoraram o estudo da transferência de calor na câmara de compressão iniciado em Jang e Jeong (1999) avaliando experimentalmente um compressor de velocidade variável operando com R134a. Com o objetivo de medir o perfil térmico das espiras em diversas condições de operação, termopares foram colocados na posição central das paredes das espiras ao longo de todo o ângulo evolvente. Condições de teste com e sem controle foram consideradas. Na condição controlada, as pressões e a temperatura de entrada no compressor foram mantidas constantes com a variação da velocidade de operação do compressor. Na condição sem controle, o próprio sistema de refrigeração foi responsável pelo estabelecimento dessas temperaturas e pressões. Os resultados para o perfil de temperatura na espira fixa nas condições sem controle e com controle são apresentados, respectivamente, nas Figuras 2.6 e 2.7. Nota-se que o perfil de temperatura é predominantemente linear com o ângulo evolvente e que os níveis de temperatura aumentam com a velocidade de operação. Nas velocidades

mais altas, pode-se observar a existência dos pontos quentes na região periférica da espira, principalmente na condição sem controle, caracterizados por um pequeno desvio da variação linear de temperatura observada nas velocidades mais baixas.

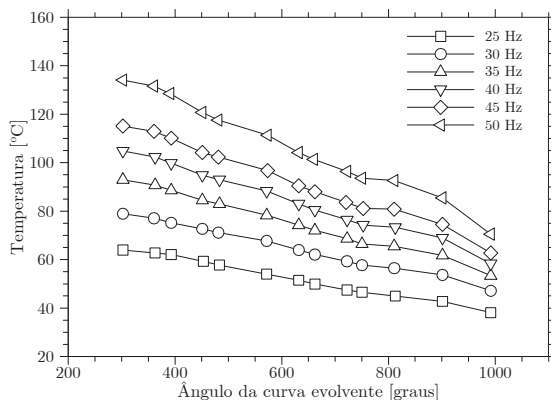


Figura 2.6 – Perfil térmico na espira para a condição sem controle. Adaptado de Jang e Jeong (2006).

Jang e Jeong (2006) utilizaram as medições experimentais de perfil térmico na espira, em conjunto com um aparato experimental de placas oscilantes, para desenvolver uma correlação de transferência convectiva de calor entre o gás e as paredes da espira durante o processo de compressão. Os autores constataram que, apesar de prever uma temperatura de descarga menor do que a experimental, a correlação desenvolvida consegue prever o aumento da temperatura de descarga com a velocidade do compressor, demonstrando assim a importância do movimento oscilante das paredes na transferência de calor durante o processo de compressão.

Shuaihui *et al.* (2010) analisaram diversos métodos de gerenciamento térmico em compressores do tipo *scroll*. Os autores utilizaram um modelo integral de simulação, tendo representado a transferência convectiva de calor no interior do elemento de compressão através da correlação proposta por Jang e Jeong (2006). Além disso, modelaram o escoamento de água através de canais, utilizada para refrigerar a câmara de compressão, e analisaram a influência de diversos parâmetros da refrigeração externa do compressor sobre grandezas globais de desempenho. Como principal conclusão, os autores mostraram que a utilização de água a 30°C para refrigerar o compressor permite um

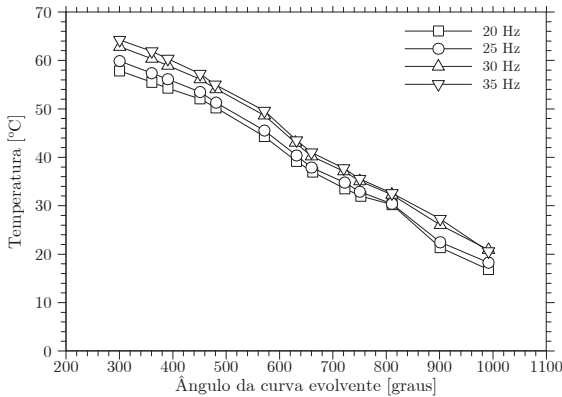


Figura 2.7 – Perfil térmico na espira para a condição com controle. Adaptado de Jang e Jeong (2006).

aumento de 7,4% na eficiência isentrópica e uma redução de 23°C na temperatura de descarga do gás.

Pereira (2012) realizou um extenso trabalho destinado à modelação de compressores do tipo *scroll*. A geometria das espiras foi matematicamente descrita de forma a permitir o cálculo do volume das câmaras, incluindo o efeito da região central das espiras, conforme proposta de Zhenquan *et al.* (1992). O processo de compressão foi modelado através das equações de conservação da massa e da energia, resolvidas através de um método explícito de Euler. O procedimento de Pereira (2012) caracteriza-se por resolver o processo de compressão acompanhando uma mesma porção de fluido do início do processo de sucção até o final do processo de descarga. Desta forma, as câmaras se interrelacionam por meio de quantidades calculadas em diferentes ciclos de compressão e a condição de regime cíclico plenamente estabelecido é atingida após a simulação iterativa de alguns ciclos de compressão. A principal contribuição de Pereira (2012) foi o desenvolvimento de correlações para o cálculo de vazamentos e da transferência de calor durante o processo de compressão, obtidas através do emprego de modelos diferenciais. O autor fez um estudo detalhado da influência das folgas no desempenho do compressor, e concluiu que as mesmas constituem a principal fonte de irreversibilidade, principalmente em baixas capacidades de refrigeração (Figura 2.8). Pereira (2012) salientou ainda a necessidade do desenvolvimento de modelos para estimar o superaquecimento do fluido de sucção, além do perfil de temperatura nas espiras.

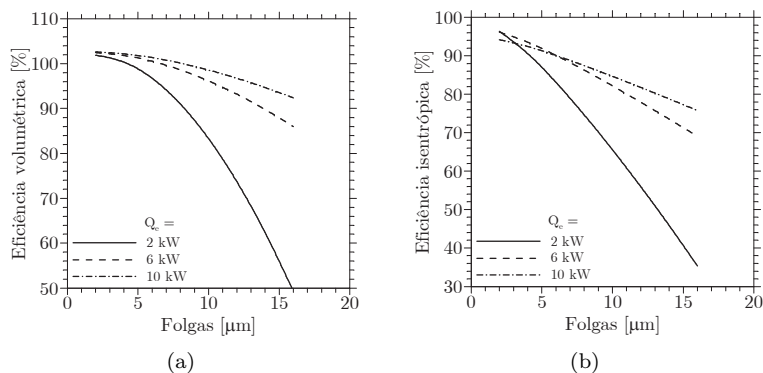


Figura 2.8 – Influência dos vazamentos em compressores *scroll* de R410A: (a) Eficiência volumétrica (b) Eficiência isentrópica. Reproduzido de Pereira (2012).

Recentemente, Rovira *et al.* (2012) apresentaram um modelo unidimensional para previsão do perfil de temperatura nas paredes das espiras do compressor. O modelo, acoplado a um modelo de simulação do processo de compressão, considerou a troca convectiva de calor entre o gás e a espira, além da condução de calor ao longo da parede da espira. Os autores não obtiveram um perfil linear de temperatura indicado por dados experimentais da literatura, mas consideraram que o novo perfil térmico seria mais correto fisicamente. Esta conclusão é um tanto discutível pois o modelo não considerou efeitos de transferência de calor por contato e possui limitações associadas à formulação unidimensional empregada.

2.4 Síntese e objetivos específicos

Conforme analisado nas seções anteriores, vários trabalhos na literatura discutem aspectos de transferência de calor em compressores do tipo *scroll*. Alguns deles, como os de Winandy *et al.* (2002), Duprez *et al.* (2010) e Cuevas *et al.* (2010), utilizam modelos simplificados para o processo de compressão e avaliam a troca de calor no interior do compressor. Outros estudos, como em Sunder (1997), Chen *et al.* (2002a) e Pereira (2012), utilizam modelos integrais complexos para avaliar o processo de compressão, havendo interesse apenas na previsão da temperatura de sucção e no perfil térmico da espiras, não se preocupando

com a distribuição de temperatura nos demais componentes. Uma terceira classe de trabalhos, como em Wagner *et al.* (1992), Chen *et al.* (2002b) e Lee (2002), investigam a distribuição de temperatura do compressor como um todo de forma numérica ou experimental. Finalmente, existe um grupo de trabalhos que investigam a transferência de calor no interior da câmara de compressão. Alguns desses se concentram na previsão do coeficiente de transferência convectiva de calor entre as espiras e o fluido refrigerante (Ooi e Zhu (2004) e Pereira (2012)) e outros se dedicam a avaliar o perfil térmico das espiras (Sunder (1997), Jang e Jeong (1999), Lin *et al.* (2005), Jang e Jeong (2006) e Rovira *et al.* (2012)).

Ao longo dos anos, vários autores avaliaram o desempenho do compressor *scroll* em diferentes velocidades de operação. Como observado por Suefuji *et al.* (1992) e Park *et al.* (2002), a operação em altas velocidades diminui a importância relativa dos efeitos dos vazamentos e aumenta a influência de aspectos relacionados ao superaquecimento do fluido de sucção. Desta forma, autores como Winandy e Lebrun (2002), Park *et al.* (2002) e Shuaihui *et al.* (2010) avaliaram diferentes soluções para melhorar o desempenho térmico do compressor.

Considerando a revisão dos estudos disponíveis na literatura aberta, o presente trabalho possui os seguintes objetivos específicos como forma de contribuir com o avanço do conhecimento na área:

- Caracterizar experimentalmente a temperatura dos principais componentes de um compressor *scroll* variando a velocidade e a razão de pressão, avaliando opções de posicionamento do passador de sucção.
- Desenvolver um modelo simplificado para prever a temperatura de sucção em compressores do tipo *scroll*, conforme proposta de Winandy *et al.* (2002), e acoplá-lo ao modelo de simulação de Pereira (2012).
- Desenvolver um modelo de simulação térmica similar ao de Chen *et al.* (2002b) para avaliar o campo de temperatura do compressor em diversas temperaturas de condensação e implementá-lo no modelo de Pereira (2012).
- Desenvolver um modelo para calcular o perfil de temperatura nas paredes da espira do compressor e introduzi-lo no modelo de Pereira (2012) a fim de verificar se o mesmo é capaz de prever a variação linear comumente referenciada na literatura.

3 *Modelo do processo de compressão*

No presente trabalho foi utilizado um modelo de simulação do processo de compressão, desenvolvido por Pereira (2012). Este modelo inclui a caracterização da geometria das espiras e uma solução integral para as equações de conservação durante o processo de compressão. A metodologia utilizada no desenvolvimento deste modelo é descrita de forma sucinta neste capítulo.

3.1 Mecanismo de compressão

No compressor analisado neste trabalho, a maior parte da curva geométrica que caracteriza as espiras é determinada pela evolvente de um círculo de base. Apenas que a região central, próxima ao orifício de descarga, é descrita por curvas circulares. As expressões matemáticas utilizadas para caracterizar esta geometria são brevemente apresentadas. Os pontos de contato que definem as câmaras são também descritos, bem como as equações para cálculo dos volumes e áreas das diversas câmaras.

3.1.1 Elemento de compressão

Pela definição de curva evolvente, a distância L da curva evolvente até ao raio de círculo de base, através de uma reta tangente, satisfaz a seguinte equação diferencial:

$$\frac{\partial L}{\partial \varphi} = a, \quad (3.1)$$

onde φ é o ângulo evolvente e a é o raio do círculo de base. O comprimento da reta tangente ao círculo de base até um ponto sobre a

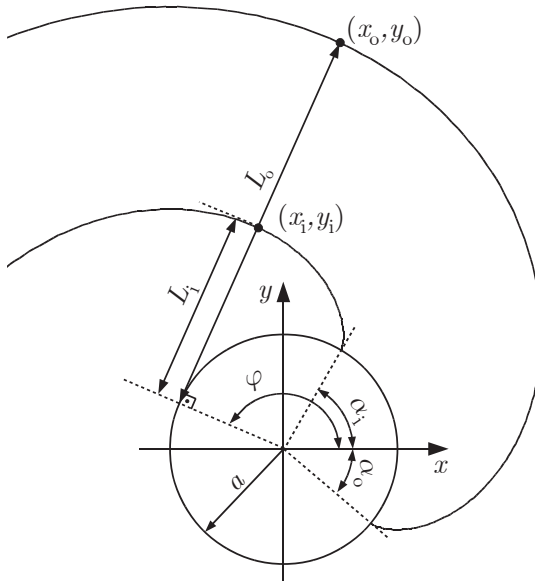


Figura 3.1 – Representação de uma curva evolvente. Reproduzido de Pereira (2012).

evolvente é obtido através da integração da Equação 3.1, considerando o raio do círculo de base constante. Esta distância é dada, em coordenadas polares, pelas equações

$$L_i = a(\varphi - \alpha_i) \quad (3.2)$$

e

$$L_o = a(\varphi - \alpha_o), \quad (3.3)$$

e está representa na Figura 3.1. Nas Equações 3.2 e 3.3, α é o ângulo evolvente inicial e os subíndices i e o dizem respeito, respectivamente, às curvas evolvente interna e externa de uma espira. No compressor analisado no presente trabalho, o equacionamento é simplificado pois $\alpha_i = \alpha$ e $\alpha_o = -\alpha_i$.

As Equações 3.2 e 3.3 descrevem o posicionamento dos pontos da curva para qualquer ângulo envolvente e podem ser escritas em coordenadas cartesianas através das seguintes equações:

$$x_i = a (\cos(\varphi_i + \alpha_i) + \varphi_i \sin(\varphi_i + \alpha_i)), \quad (3.4)$$

$$y_i = a (\sin(\varphi_i + \alpha_i) - \varphi_i \cos(\varphi_i + \alpha_i)), \quad (3.5)$$

$$x_o = a (\cos(\varphi_o + \alpha_o) + \varphi_o \sin(\varphi_o + \alpha_o)) \quad (3.6)$$

e

$$y_o = a (\sin(\varphi_o + \alpha_o) - \varphi_o \cos(\varphi_o + \alpha_o)). \quad (3.7)$$

O raio do círculo de base e o ângulo evolvente inicial permitem determinar outras características importantes da geometria da espira formada pelas curvas evolventes. Entre elas, destacam-se a espessura da espira (t) e o raio de órbita da espira móvel, também conhecido como excentricidade (r_o), assim definidos:

$$t = L_o - L_i = 2a\alpha \quad (3.8)$$

e

$$r_o = a\pi - t. \quad (3.9)$$

Outra variável geométrica importante é o ângulo evolvente final, φ_e , que determina o final da curva que caracteriza a geometria da espira. Este ângulo é dado por:

$$\varphi_e = 2\pi N + \pi/2, \quad (3.10)$$

onde N é o número de voltas da curva evolvente, o que define o número de câmaras do compressão. O comprimento total S de uma curva evolvente é dado pela expressão:

$$S = a \frac{\varphi_e^2}{2}. \quad (3.11)$$

Conforme já discutido, em compressores *scroll* o processo de compressão é contínuo. Em qualquer ângulo orbital (θ), têm-se, simultaneamente, câmaras de sucção, de compressão e de descarga. Após ser succionada e comprimida, uma porção de gás é descarregada no ângulo de órbita dado por:

$$\theta_e = \theta_d + 2\pi, \quad (3.12)$$

onde θ_e é o ângulo final de compressão e θ_d é o ângulo teórico de descarga, dado por:

$$\theta_d = 2\pi N - \gamma, \quad (3.13)$$

com γ sendo um parâmetro geométrico da região central das espiras.

3.1.2 Perfil central da espira

Com a evolução da tecnologia relacionada a compressores *scroll*, os pesquisadores observaram que a geometria da espira formada apenas por curvas evolventes origina efeitos termodinâmicos negativos na região central do elemento de compressão (PEREIRA, 2012), tais como a expansão de gás residual após o processo de descarga. Por esta razão, vários estudos foram realizados com o intuito de desenvolver uma forma geométrica para a região central da espira que minimizasse os efeitos termodinâmicos negativos.

O compressor *scroll* analisado neste trabalho possui a região central das espiras descrita pela geometria proposta por Zhenquan *et al.* (1992), denominada perfil de arco-duplo. Tal perfil se caracteriza por curvas circulares na região central da espira e é um caso particular do *Perfect Meshing Profile* (PMP) proposto por Hirano *et al.* (1989). Esta geometria permite reduções da concentração de tensões na região central das espiras e, simultaneamente, do volume residual de gás ao final do processo de descarga. Deve ser mencionado que Zhenquan *et al.* (1992) definem um ângulo modificado, γ , como parâmetro de projeto que, juntamente com outras grandezas geométricas, determina a transição da curva evolvente para a curva circular na região central das espiras. Por simplicidade, serão aqui omitidos os procedimentos geométricos referentes à esta transição, os quais podem ser encontrados em Pereira (2012) e Zhenquan *et al.* (1992).

3.1.3 Pontos de contato

Os pontos de contato, ou de conjugacidade, delimitam as câmaras de sucção, de compressão e de descarga. Estes pontos estão localizados nas curvas geométricas internas ou externas das espiras. Uma câmara de compressão é sempre formada por dois pontos de contato consecutivos. Durante o processo de sucção, esses dois pontos se afastam, de modo que o volume da câmara em questão aumenta. Finalizado o processo de sucção, os pontos de contato se aproximam, diminuindo o volume da câmara e possibilitando o processo de compressão.

As expressões para determinar os pontos de contato que delimitam uma câmara são dados por:

$$\varphi_{i,ext} = \begin{cases} \varphi_e - \alpha, & 0 \leq \theta \leq 2\pi; \\ \varphi_e - \alpha + 2\pi - \theta, & 2\pi < \theta < \theta_c + 2\pi; \\ \left[\frac{2\pi(N+1) - \gamma - \theta}{\pi - 2\beta} \right] \varphi_{iA}, & \theta_c + 2\pi < \theta \leq \theta_e; \end{cases} \quad (3.14)$$

$$\varphi_{o,ext} = \begin{cases} \varphi_e + \alpha - \pi, & 0 \leq \theta \leq 2\pi; \\ \varphi_e + \alpha + \pi - \theta, & 2\pi < \theta < \theta_c + 2\pi; \\ \left[\frac{2\pi(N+1) - \gamma - \theta}{\pi - 2\beta} \right] \varphi_{oC}, & \theta_c + 2\pi < \theta \leq \theta_e; \end{cases} \quad (3.15)$$

$$\varphi_{i,int} = \begin{cases} \varphi_e - \alpha - \theta, & 0 \leq \theta \leq \theta_c; \\ \left[\frac{2\pi N - \gamma - \theta}{\pi - 2\beta} \right] \varphi_{iA}, & \theta_c < \theta \leq \theta_d; \\ 0, & \theta_d < \theta \leq \theta_e; \end{cases} \quad (3.16)$$

$$\varphi_{o,int} = \begin{cases} \varphi_e + \alpha - \pi - \theta, & 0 \leq \theta \leq \theta_c; \\ \left[\frac{2\pi N - \gamma - \theta}{\pi - 2\beta} \right] \varphi_{oC}, & \theta_c < \theta \leq \theta_d; \\ 0, & \theta_d < \theta \leq \theta_e; \end{cases} \quad (3.17)$$

onde φ representa o ângulo evolvente de um ponto de contato. Os subíndices i e o dizem respeito aos pontos de contato localizados nas superfícies interna e externa de uma espira, respectivamente. Já os subíndices int e ext representam, respectivamente, os pontos de contato situados na região mais central da espira e os pontos de contato situados na região mais periférica da espira. Finalmente, φ_{iA} e φ_{oC} são parâmetros referentes à transição entre a curva evolvente e a curva que descreve a geometria da região central da espira. A representação gráfica dos pontos de contato determinados pelas Equações 3.14 a 3.17 é dada pela Figura 3.2.

A representação gráfica dos pontos de contato determinados pelas equações 3.14 a 3.17 é dada pela figura 3.2.

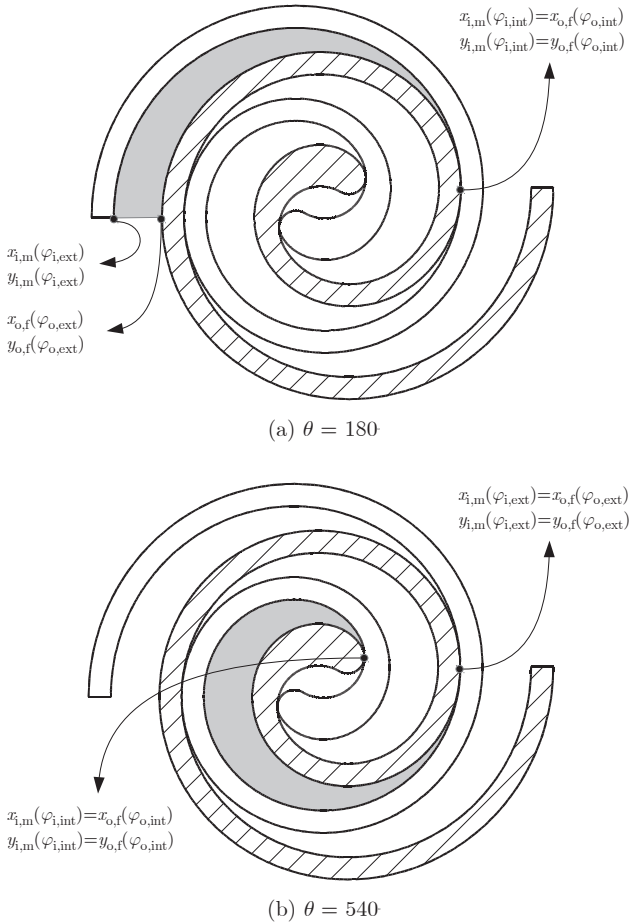


Figura 3.2 – Pontos de contato. Reproduzido de Pereira (2012).

3.1.4 Volume das câmaras

Pereira (2012) deduziu uma expressão, válida para qualquer perfil de espira, que permite o cálculo dos volumes das câmaras de compressão e descarga. O volume das câmaras é calculado através de integrais de funções paramétricas, de acordo com a expressão:

$$\begin{aligned}
V = H_{esp} & \left(\int_{\varphi_{i,int}}^{\varphi_{i,ext}} y_{m,i} \frac{\partial x_{m,i}}{\partial \varphi_i} d\varphi_i - \int_{\varphi_{o,int}}^{\varphi_{o,ext}} y_{f,o} \frac{\partial x_{f,o}}{\partial \varphi_o} d\varphi_o \right) \\
& + H_{esp} \left(\int_{\varphi_{i,int}}^{\varphi_{i,ext}} y_{f,i} \frac{\partial x_{f,i}}{\partial \varphi_i} d\varphi_i - \int_{\varphi_{o,int}}^{\varphi_{o,ext}} y_{m,o} \frac{\partial x_{m,o}}{\partial \varphi_o} d\varphi_o \right), \quad (3.18)
\end{aligned}$$

onde os subíndices m e f dizem respeito a pontos sobre a espira móvel e a espira fixa, respectivamente. A Equação 3.18 não pode ser utilizada para calcular o volume da câmara de sucção. Neste caso, utiliza-se a seguinte relação:

$$V = H_{esp} \left(\frac{1}{2} \int_{\varphi_e - \theta}^{\varphi_e} L_i^2 d\varphi - \frac{1}{2} \int_{\varphi_e - \theta - \pi}^{\varphi_e - \pi} L_o^2 d\varphi \right). \quad (3.19)$$

Conforme já discutido, a razão teórica de compressão do compressor *scroll*, Π , é definida pelas características geométricas das espiras, ou seja, pela razão entre os volumes das câmaras no final do processo de sucção e no início do processo de descarga, dada por:

$$\Pi = \frac{V_{SW}}{V(\theta_d)} \approx \frac{2\pi N - \pi}{\gamma + \pi}, \quad (3.20)$$

onde Π é a razão teórica de compressão.

3.2 Processo de compressão

De forma geral, as grandezas importantes na avaliação da eficiência do compressor são a vazão mássica, a potência entregue ao gás e a temperatura de descarga. Pereira (2012) propôs um modelo de formulação integral para calcular estas grandezas. O modelo se caracteriza por acompanhar um volume de gás V do início do processo de sucção até o final do processo de descarga, ao invés de simular as diversas câmaras do compressor de forma simultânea.

O modelo em questão caracteriza-se pela resolução das equações de conservação da massa e da energia, associadas a uma equação de estado para o fluido refrigerante. As equações de conservação são obtidas através de balanços de massa e energia em volumes de controle de fluido refrigerante, e são apresentadas de forma sucinta em seguida.

A equação de conservação da massa é dada por:

$$\frac{\partial m}{\partial t} = \sum \dot{m}_{ent} + \sum \dot{m}_{sai}, \quad (3.21)$$

onde \dot{m}_{ent} e \dot{m}_{sai} são, respectivamente, a massa que entra e que sai do volume de controle. A equação de conservação da energia, expressa em termos de temperatura, é dada por:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{m c_v} \left(-T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_V \left[\frac{\partial V}{\partial t} - \frac{\sum \dot{m}_{ent} + \sum \dot{m}_{sai}}{\rho} \right] - \sum \dot{m}_{ent} (h - h_{ent}) + \dot{Q}_w \right) \quad (3.22)$$

onde c_v é o calor específico do gás a volume constante, T é a temperatura, p é a pressão, ρ é a densidade do fluido, h é a entalpia específica do gás no volume de controle, h_{ent} é a entalpia específica do gás que entra no volume de controle e \dot{Q}_w é a taxa de transferência de calor entre o gás e as espiras.

A pressão do gás pode ser obtida da equação de estado:

$$p = p(T, \rho). \quad (3.23)$$

As propriedades termodinâmicas do gás ao longo do processo de compressão são calculadas utilizando bibliotecas do código Refprop (NIST, 2007), o qual permite considerar fluidos puros ou misturas.

As características construtivas do compressor *scroll* fazem com que sempre se tenham duas câmaras simétricas semelhantes. De fato, irregularidades de fabricação e montagem, associadas a desbalanceamentos do próprio processo de compressão de gás, fazem com que as câmaras não sejam exatamente iguais. No entanto, pequenas diferenças de pressão que possam existir são eliminadas por vazamentos. Assim, no modelo aqui descrito, essas câmaras são simuladas como sendo idênticas, reduzindo o custo de processamento computacional.

As Equações 3.21 e 3.22 são equações diferenciais de primeira ordem e, sua integração no tempo, fornece a evolução das variáveis independentes m e T para um ciclo de compressão. Para a resolução dessas equações são necessários modelos para cálculo das vazões mássicas na sucção, na descarga e em vazamentos, bem como para a transferência de calor entre o gás e as paredes sólidas. A derivada da pressão em relação à temperatura e as entalpias específicas na equação 3.22 são obtidas da Equação de estado do gás.

3.2.1 Vazões mássicas

A vazão mássica através da área de passagem no processo de sucção é estimada com referência a um escoamento isentrópico através de um bocal convergente:

$$\dot{m} = C_c A_s \sqrt{2p_h \rho_h} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_l}{p_h} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_l}{p_h} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}, \quad (3.24)$$

onde γ é a razão entre calores específicos, c_p/c_v , A_s é a área de passagem de gás, e os subíndices h e l se referem às propriedades termodinâmicas nas câmaras de alta e baixa pressão, respectivamente. A vazão mássica é limitada pela condição crítica de escoamento sônico, ou seja, número de Mach igual a 1. O coeficiente de contração C_c , presente na Equação 3.24, é um fator utilizado para corrigir o valor da vazão devido a efeitos viscosos no processo de sucção. Maiores informações sobre este coeficiente podem ser encontradas em Pereira (2012).

No processo de descarga existem dois aspectos que devem ser considerados: o escoamento do gás para a linha de descarga através da válvula de descarga e o escoamento interno que pode ocorrer entre a câmara de descarga e o orifício de descarga. A interação entre a câmara de descarga e o orifício pode influenciar significativamente o desempenho termodinâmico do compressor através da dinâmica da válvula de descarga, a qual é descrita por um modelo simplificado massa-mola-amortecedor:

$$m_{eq} \ddot{w} + c \dot{w} + kw = F_p, \quad (3.25)$$

onde m_{eq} , c e k são respectivamente, a massa equivalente, o coeficiente de amortecimento e a constante elástica da palheta, w é o afastamento entre a válvula e o seu assento e F_p é a força devido ao carregamento de pressão sobre a palheta. A palheta é considerada rígida e seu movimento se dá apenas na direção paralela ao assento da válvula. Para a avaliação da força, F_p , e da vazão de massa associadas à válvula de descarga, adotam-se os conceitos de área efetiva de força e de escoamento comumente utilizados em válvulas de compressores alternativos, conforme detalhado em Pereira (2012).

Através de simulações numéricas do escoamento nas folgas de compressores *scroll*, Pereira (2012) desenvolveu correlações para calcular os vazamentos de flanco e de topo, em função de diversos parâmetros incluídos nas seguintes expressões:

$$\dot{m}_t = f(p_l, p_h, \mu, \gamma, \delta_t, t), \quad (3.26)$$

$$\dot{m}_f = f(p_l, p_h, \mu, \gamma, \delta_f, R_c, D_h), \quad (3.27)$$

onde δ_t é a folga de topo, δ_f é a folga de flanco, t é o comprimento do canal, R_c é a curvatura média e D_h o diâmetro hidráulico da câmara de compressão. Tais correlações são utilizadas no modelo de ciclo de compressão adotado no presente trabalho.

3.2.2 Transferência de calor

Pela formulação adotada para a equação da energia (Equação 3.22), existe a necessidade de se calcular a transferência de calor entre o gás e a espira em cada instante de tempo. No modelo em análise, este fluxo de energia é dado por:

$$\dot{Q}_w = h_c(\bar{T}_w - T)A_w, \quad (3.28)$$

onde h_c é o coeficiente de troca convectiva de calor, \bar{T}_w é a temperatura média na parede, T é a temperatura do gás na câmara e A_w representa a área da parede interna da câmara. A Equação 3.28 é aplicada para cada uma das paredes internas que delimitam uma câmara de compressão: laterais interna e externa, base da espira fixa (superfície superior da câmara) e base da espira móvel (superfície inferior da câmara).

Conforme discutido na seção 2.3, é comum encontrar-se na literatura referência a uma variação linear de temperatura na espira do compressor *scroll* em relação ao ângulo evolvente (JANG; JEONG, 2006). Esta hipótese foi adotada no modelo descrito por Pereira (2012). No entanto, no capítulo 6 apresenta-se um novo modelo para prever com maior precisão o perfil de temperatura na espira.

Em função da dificuldade de associar correlações de troca convectiva de calor disponíveis na literatura com a geometria complexa das espiras do compressor *scroll*, Pereira (2012) desenvolveu uma correlação para o coeficiente convectivo de transferência de calor. De maneira similar ao realizado para quantificar os vazamentos, Pereira (2012) utilizou modelos diferenciais e realizou uma análise abrangente dos parâmetros que influenciam a troca de calor nas câmaras de compressão do compressor, obtendo uma expressão geral para o Número de Nusselt, Nu . Esta expressão consiste numa correção do Número de Nusselt obtido através da correlação de *Dittus-Boelter* (KAKAC *et al.*, 2002), e é dado por:

$$Nu = Nu_{Dittus-Boelter} (c_0 + c_1 C^* + c_2 Pr + c_3 C^*/Re) \quad (3.29)$$

C^* é a curvatura adimensional, Pr é o número de Prandtl e Re é o número de Reynolds calculado através do diâmetro hidráulico da câmara de compressão, expresso através do volume da câmara e de sua área superficial. Os coeficientes de correção são $c_0 = 0,4959$, $c_1 = 0,406$, $c_2 = 0,1361$ e $c_3 = 3394$.

3.2.3 Procedimento de solução numérica

Em função da facilidade de implementação, e pelo fato de métodos de maior ordem não trazerem vantagens significativas, as Equações diferenciais 3.21 e 3.22 são resolvidas pelo método explícito de Euler. Desta forma, para cada instante de tempo, os novos valores de massa e de temperatura são determinados por:

$$m = m^0 + \left(\frac{dm}{d\theta} \right)^0 \Delta\theta, \quad (3.30)$$

$$T = T^0 + \left(\frac{dT}{d\theta} \right)^0 \Delta\theta, \quad (3.31)$$

onde o sobre-índice 0 diz respeito a valores no instante de tempo anterior e Δt é o avanço no tempo.

Conforme já citado, o modelo de Pereira (2012) simula o processo de compressão acompanhando um volume de gás desde o início do processo de sucção até o final do processo de descarga. Logo, em qualquer ângulo orbital θ , as propriedades relativas às câmaras de maior pressão no mesmo ciclo de compressão não são conhecidas. Por esta razão, no modelo em análise, um regime permanente plenamente estabelecido apenas é obtido após a simulação de alguns ciclos consecutivos de compressão. A simulação de ciclos consecutivos permite considerar que a quantidade de gás que entra em uma determinada câmara por vazamento da câmara de maior pressão é a mesma que foi calculada como perdida pela câmara de alta pressão no ciclo de compressão anterior. Consequentemente, o procedimento de solução é iterativo. Este procedimento é esquematizado na Figura 3.3.

Na simulação do processo de compressão, outros dois fenômenos fazem também com que o procedimento de solução seja iterativo:

- O campo de temperatura na espira, quando o perfil linear é in-

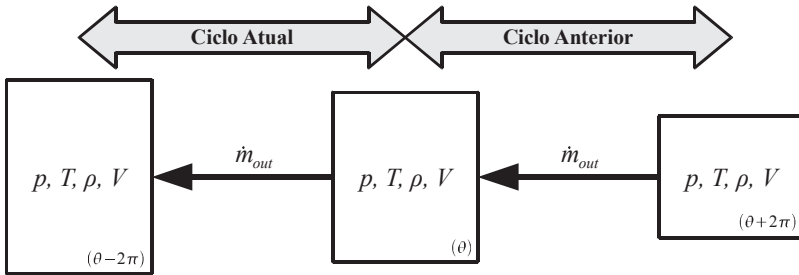


Figura 3.3 – Resolução iterativa do vazamento. Reproduzido de Pereira (2012).

fluenciado pela temperatura de descarga;

- A vazão mássica entre o orifício de descarga e a câmara de compressão.

A Figura 3.4 apresenta o fluxograma do procedimento de solução do modelo integral descrito neste capítulo. Conforme pode ser observado, a porção de gás sendo analisada pertence a uma câmara de sucção, compressão ou descarga dependendo do ângulo de órbita em que ela se encontra. O processo em que o volume de gás se encontra irá determinar as expressões a utilizar para cálculo da geometria da câmara, bem como os modelos de vazão mássica aplicáveis. O critério de convergência, baseado na diferença entre as temperaturas médias de descarga de dois ciclos consecutivos, define a convergência ou não da solução. Caso a convergência não ocorra, pelo menos mais um ciclo de compressão deverá ser simulado. Para o compressor utilizado neste trabalho, e tendo em conta as condições de operação que foram analisadas, cerca de 5 ciclos de compressão se mostraram suficientes para atingir a convergência da simulação.

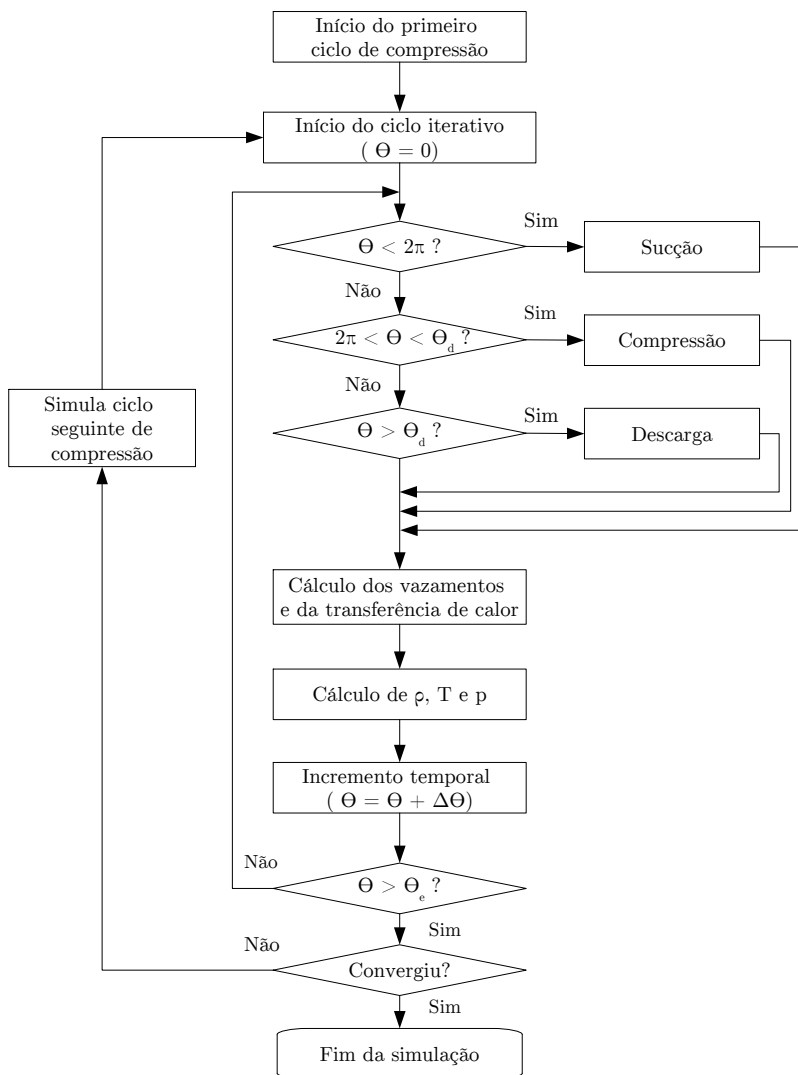


Figura 3.4 – Fluxograma de funcionamento do modelo de ciclo de compressão.

3.3 Modelo integrado de simulação

Conforme exposto na seção anterior, o procedimento de solução do modelo de Pereira (2012) é iterativo. Desta forma, diversos aspectos são atualizados no final de cada ciclo de compressão, permitindo assim a convergência da solução. No entanto, outros parâmetros importantes como a temperatura de sucção e o perfil de temperatura das espiras (quando independente da temperatura de descarga) são estimados no primeiro ciclo de compressão e não são atualizados ao longo da simulação. Neste trabalho, o desenvolvimento de modelos para calcular estas grandezas será apresentado. No capítulo 5, apenas os modelos para atualização da distribuição de temperatura do compressor ao longo da simulação são apresentados e integrados ao modelo do processo de compressão. Já no capítulo 6, em que é descrito o modelo de condução de calor nas espiras, ambos modelos térmicos são acoplados ao modelo de processo de compressão. Desta forma, a temperatura de sucção e o perfil térmico da espira são atualizados a cada final de um ciclo de compressão, convergindo a solução de forma fisicamente mais coerente.

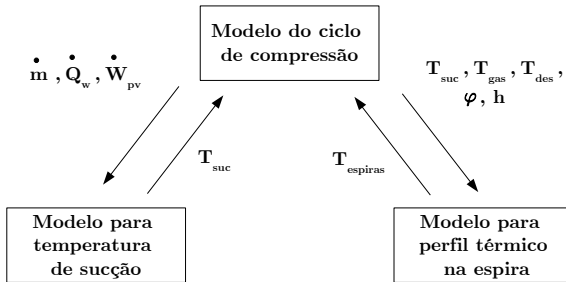


Figura 3.5 – Funcionamento acoplado dos modelos do compressor.

A relação entre o modelo do ciclo de compressão e os modelos a ser descritos neste trabalho é ilustrada na Figura 3.5. Para cálculo da temperatura de sucção e do perfil de temperatura na espiras são necessários dados obtidos através do modelo de ciclo de compressão. Estes, por sua vez, retornam dados de temperatura importantes para a continuação da simulação do processo de compressão. Desta forma, além do procedimento iterativo intrínseco ao modelo de ciclo de compressão, têm-se também um procedimento de solução iterativo na solução acoplada dos modelos.

4 *Análise experimental da distribuição de temperatura*

De forma a auxiliar no desenvolvimento dos modelos numéricos, o compressor *scroll* caracterizado neste trabalho foi testado experimentalmente em uma bancada calorimétrica de ciclo quente. Resultados referentes a 28 testes experimentais são analisados neste capítulo. Além de grandezas globais de desempenho, foram medidas as temperaturas em diversos componentes do compressor em diferentes velocidades de operação e razões de pressão. Um posicionamento alternativo para o passador de sucção foi também considerado.

4.1 Bancada calorimétrica de ciclo quente

A bancada de ciclo quente é utilizada quando se deseja medir apenas grandezas referentes ao funcionamento do compressor, já que a mesma não possui evaporador nem condensador, indispensáveis em sistemas de refrigeração convencionais. No entanto, a bancada permite simular as condições de contorno que seriam impostas ao compressor em um sistema convencional de refrigeração (KREMER, 2006). Em termos construtivos, a bancada é constituída por um conjunto de tubulações, válvulas e reservatórios esquematizados na Figura 4.1. O fluido refrigerante circula por estes componentes sempre na condição de vapor superaquecido.

A temperatura do fluido refrigerante na entrada do compressor, posição 1 na Figura 4.1, é controlada por um conjunto formado por um trocador de calor externo ao sistema, um sensor de temperatura e uma resistência elétrica. Estes equipamentos são acionados por um controlador de temperatura (CT1). Após passar pelo compressor e

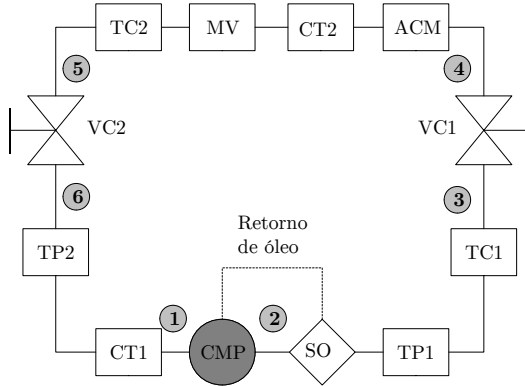


Figura 4.1 – Representação esquemática da bancada calorimétrica de ciclo quente.

chegar na posição 2, a mistura gás refrigerante e óleo lubrificante passa por um separador de óleo (SO). O óleo retorna ao compressor através do passador de sucção, evitando assim possíveis falhas mecânicas por falta de lubrificação no compressor. Além disto, previne-se a circulação do óleo pelas tubulações da bancada, o que poderia causar problemas na medição da vazão mássica. Após o separador de óleo, a pressão é medida através de um transdutor de pressão (TP1) e a temperatura do gás é reduzida através de um trocador de calor (TC1), atingindo um novo estado na posição 3. Em seguida, o fluido refrigerante passa por uma válvula micrométrica do tipo agulha (VC1) a fim de reduzir a sua pressão, resultando uma pressão intermediária entre as duas válvulas de controle (VC1 e VC2).

O acumulador de gás (ACM) tem a função de estabilizar as pressões do sistema. Um controlador de temperatura (CT2), similar ao CT1, é instalado antes do medidor de vazão do tipo Coriolis (MV), de forma a evitar que gotas de fluido refrigerante entrem no medidor. Após passar pelo medidor de vazão (MV), o fluido refrigerante tem sua temperatura reduzida por um trocador de calor (TC2), chegando ao ponto 5. Em seguida, o fluido refrigerante passa por outra válvula micrométrica do tipo agulha, que reduz sua pressão da pressão intermediária até à pressão desejada de sucção (posição 6), a qual é medida pelo transdutor de pressão (TP2). A temperatura é então controlada pelo CT1, e o ciclo se reinicia. Os processos termodinâmicos aos quais o fluido refrigerante é submetido podem ser observados no diagrama pressão-entalpia

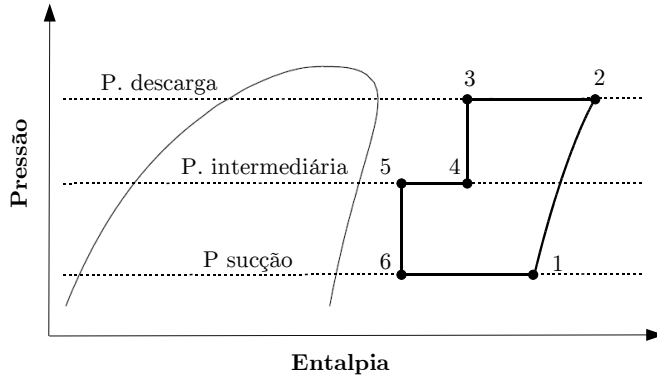


Figura 4.2 – Diagrama pressão entalpia do fluido refrigerante na bancada calorimétrica de ciclo quente.

indicado na Figura 4.2.

Os transdutores de pressão instalados no sistema têm faixa de operação de 0 a 120 bar (TP1), e 0 a 39 bar (TP2). Um transdutor de potência foi utilizado para medir o consumo elétrico do compressor durante os testes.

4.2 Procedimento de medição

4.2.1 Instrumentação do compressor

Com o objetivo de avaliar a distribuição de temperatura do compressor foram instalados termopares do tipo T em diversas posições, ilustradas na Figura 4.3. Os termopares foram instalados em superfícies sólidas (1. carcaça na região do motor; 2. carcaça na região da espira; 3. carcaça na região de descarga; 4. bobina do motor), em ambientes na presença de escoamento de gás (5. passador de sucção; 6. sucção alinhada; 7. sucção oposta; 8. volume de descarga; 9. passador de descarga;) e no cárter do óleo lubrificante (10).

As medições de temperatura de sucção foram efetuadas em dois locais, denominados sucção alinhada e sucção oposta. A sucção alinhada é o local de admissão de fluido refrigerante mais próximo ao passador de sucção. A sucção oposta é o local de admissão de fluido refrigerante no lado oposto ao do passador de sucção. Parte dos testes foi realizada utilizando a carcaça padrão (A) do compressor protótipo (Figura 4.3),

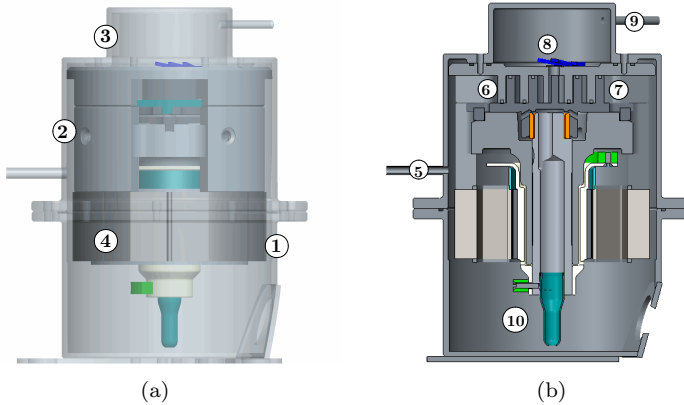


Figura 4.3 – Instrumentação dos termopares em superfícies sólidas (a) e em ambientes de fluido (b). Carcaça A.

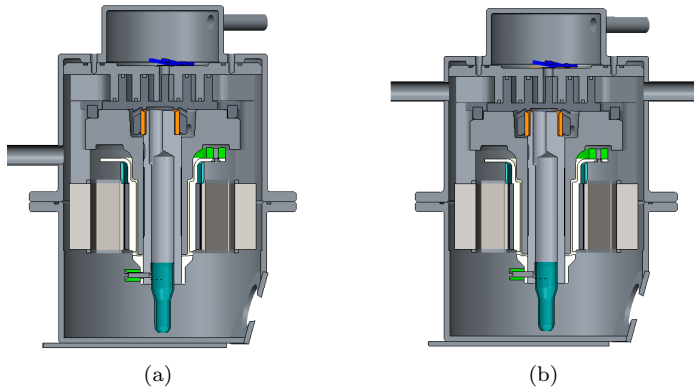


Figura 4.4 – Carcaças alternativas utilizadas: carcaça B (a) e carcaça C (b).

caracterizada pela colocação do passador de sucção na região do motor. A outra parte dos testes foi realizada utilizando carcaças alternativas, denominadas carcaças B e C (Figura 4.4). Estas carcaças foram fabricadas para permitir o posicionamento do passador de sucção mais próximo à região de admissão do gás pelo elemento de compressão. As carcaças A, B e C se diferenciam também pelo tamanho e posiciona-

mento dos passadores de sucção e descarga.

4.2.2 Procedimento experimental e incertezas

Durante a realização dos testes experimentais, o compressor sofreu um desgaste significativo que resultou em risco de falha. Esta degradação foi principalmente originada pelo fato do compressor ser apenas um protótipo em estágio de desenvolvimento. Além disto, o compressor foi aberto por diversas vezes com o intuito de corrigir problemas relacionados à instrumentação dos termopares.

Em função do exposto, os testes apresentados neste trabalho tiveram uma duração relativamente curta, quando comparados à duração do teste padrão de distribuição de temperatura em compressores (DUTRA, 2008). Realizando as medições com uma taxa de aquisição de 0,8 Hz, considerou-se que o compressor tinha atingido uma condição de estabilidade térmica satisfatória para a análise quando todas as temperaturas medidas apresentavam uma variação máxima de $\pm 2^\circ\text{C}$ durante 20 minutos. Nesse momento, registraram-se os dados nos 10 minutos seguintes a fim de calcular temperaturas médias.

Os experimentos previamente realizados na bancada experimental utilizada mostram que se não houver algum erro flagrante de instrumentação e medição, a incerteza máxima na medição da temperatura é de $\pm 2^\circ\text{C}$ (KREMER, 2006). Este valor inclui a incerteza fornecida pelo fabricante do termopar, aspectos relativos à instrumentação do sensor e a incerteza associada ao sistema de aquisição. Além disto, a estimativa também leva em conta erros aleatórios decorrentes dos processos de instrumentação e medição. As incertezas associadas às medições de vazão mássica e potência elétrica são de $\pm 2\%$ e $\pm 2,5\%$, respectivamente. Estas incertezas foram consideradas satisfatórias para os objetivos definidos neste trabalho.

Os testes experimentais foram conduzidos de acordo com condições de temperatura descritas na norma AHRI (2004), e resumidas na Tabela 4.1. Em todos os testes realizados, a temperatura do ambiente em que o compressor foi testado ficou mantida em 35°C , com um ventilador sendo também utilizado para resfriar a carcaça.

As condições adotadas em cada um dos testes experimentais são apresentadas na Tabela 4.2. A sucção simples no motor (SSM) consiste em se utilizar as carcaças A ou B, nas quais a entrada de fluido refrigerante pode ocorrer apenas através de um passador de sucção. A sucção simples na espira (SSE) consiste em utilizar a carcaça C a fim de permitir a entrada do fluido apenas pelo passador de sucção localizado

Tabela 4.1 – Condições de operação. Adaptado de AHRI (2004).

Condição	Evaporação [°C]	Entrada compressor [°C]	Condensação [°C]
ARI-A	7,2	18,3	54,4
ARI-B	7,2	18,3	46,1
ARI-C	7,2	18,3	37,8
ARI-D	-1,1	10,0	43,3
ARI-F	7,2	18,3	26,7
ARI-G	1,7	12,8	32,2

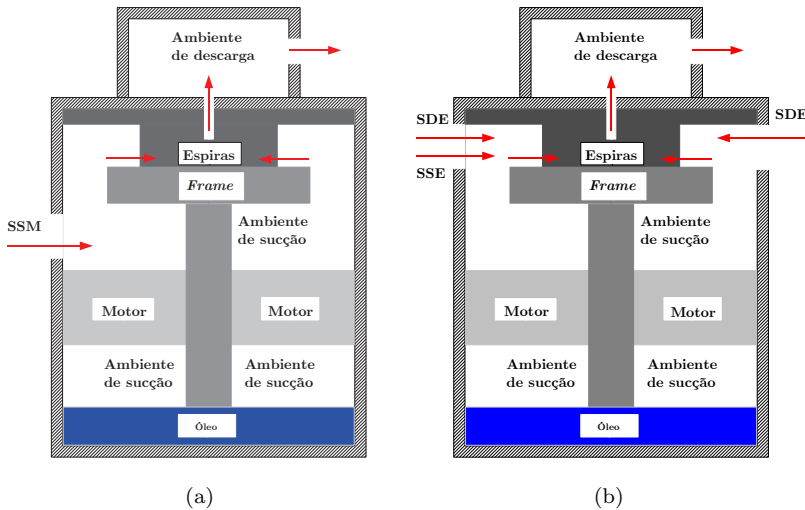


Figura 4.5 – Ilustração dos tipos de sucção empregados no procedimento experimental: sucção simples no motor SSM (a) e sucção simples SSE e dupla SDE na espira (b).

no mesmo ângulo radial do passador de sucção das carcaças A e B. Na sucção dupla na espira (SDE) a carcaça C é utilizada e o fluido refrigerante entra através dos dois passadores de sucção. Os tipos diferentes de sucção empregados são ilustrados na Figura 4.5. A coluna repetições indica o número de repetições realizadas para os testes experimentais de forma a calcular médias para as grandezas de interesse.

Tabela 4.2 – Parâmetros dos testes experimentais.

N ^o teste	Condição	Rotação	Carcaça	Sucção	Repetições
1	ARI-A	7000	A	SSM	3
2	ARI-A	8000	A	SSM	3
3	ARI-A	9000	A	SSM	3
4	ARI-A	10000	A	SSM	1
5	ARI-D	7000	A	SSM	1
6	ARI-D	8000	A	SSM	2
7	ARI-D	9000	A	SSM	2
8	ARI-D	10000	A	SSM	2
9	ARI-F	8000	B	SSM	1
10	ARI-F	10000	B	SSM	1
11	ARI-C	8000	B	SSM	1
12	ARI-C	10000	B	SSM	1
13	ARI-B	8000	B	SSM	1
14	ARI-B	10000	B	SSM	1
15	ARI-A	8000	B	SSM	2
16	ARI-A	10000	B	SSM	4
17	ARI-D	8000	B	SSM	3
18	ARI-D	10000	B	SSM	2
19	ARI-G	8000	B	SSM	1
20	ARI-G	10000	B	SSM	1
21	ARI-A	8000	C	SSE	2
22	ARI-A	10000	C	SSE	3
23	ARI-D	8000	C	SSE	2
24	ARI-D	10000	C	SSE	2
25	ARI-A	8000	C	SDE	2
26	ARI-A	10000	C	SDE	2
27	ARI-D	8000	C	SDE	2
28	ARI-D	10000	C	SDE	2

4.3 Distribuição de temperatura

4.3.1 Influência da velocidade de operação

O efeito da variação velocidade do compressor, representada pela rotação do eixo de acionamento, sobre a distribuição de temperatura é analisado em duas temperaturas de evaporação distintas nos testes 1 a 8.

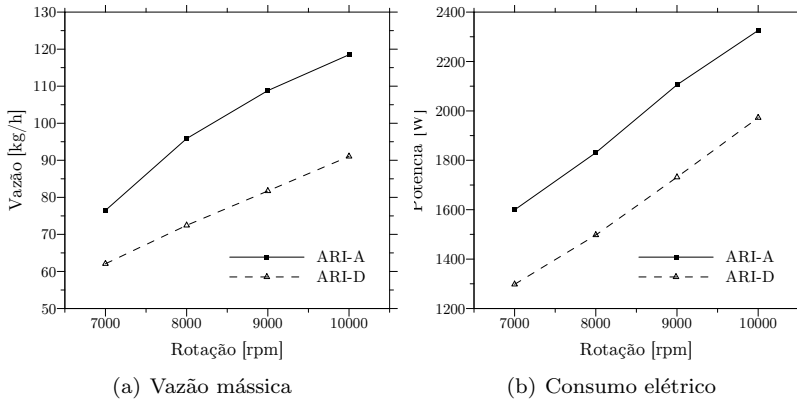


Figura 4.6 – Variação da vazão mássica (a) e do consumo elétrico (b) com a rotação nas condições ARI-A e ARI-D.

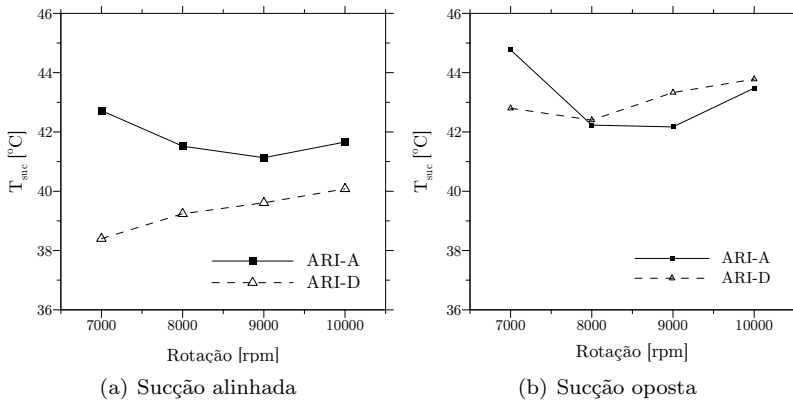


Figura 4.7 – Variação das temperaturas de sucção alinhada (a) e oposta (b) com a rotação nas condições ARI-A e ARI-D.

Conforme pode ser observado na Figura 4.6, a vazão mássica e

a potência consumida aumentam praticamente de forma linear com a rotação do compressor. Esta relação linear é mais evidente para a temperatura de evaporação mais baixa (ARI-D). Por outro lado, variação da temperatura de sucção (Figura 4.7) com a rotação apresenta comportamentos diferentes nas duas condições de operação analisadas. Na condição ARI-A, o formato em “U” da curva é resultado da ação combinada de dois fatores. O primeiro deles é a relação entre a vazão mássica e as perdas eletromecânicas do compressor. Em função do aumento de vazão com a rotação, maior é a quantidade de energia que o fluido refrigerante recebe. Além disto, o calor gerado no interior do compressor devido ao atrito mecânico e às perdas elétricas também aumenta. A relação entre estes dois efeitos pode influenciar de forma significativa a temperatura de sucção. Outro aspecto fundamental são os impactos distintos dos vazamentos e da transferência de calor que ocorrem de acordo com a rotação. Conforme discutido anteriormente, o efeito dos vazamentos é mais pronunciado quanto menor for a rotação, e o oposto ocorre com a transferência de calor. Desta forma, em certas condições de razão de pressão, a minimização destes dois efeitos em rotações intermediárias pode originar o formato observado para a curva de temperatura de sucção.

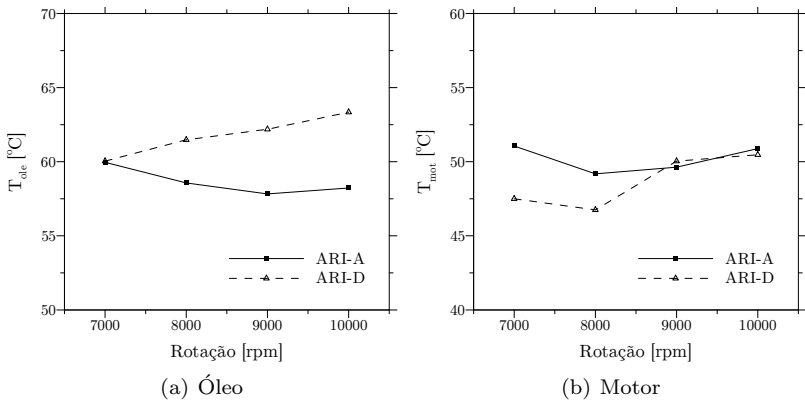


Figura 4.8 – Variação com a rotação das temperaturas do óleo (a) e do motor (b) nas condições ARI-A e ARI-D.

Os perfis em “U” para a condição ARI-A podem também ser observados para a temperatura do motor (Figura 4.8 b), do volume de descarga (Figura 4.9 a), da carcaça na região de descarga (Figura 4.9 b) e da carcaça na região da espira (Figura 4.10 a). Esta similaridade no formato das curvas dessas temperatura denota uma relação signifi-

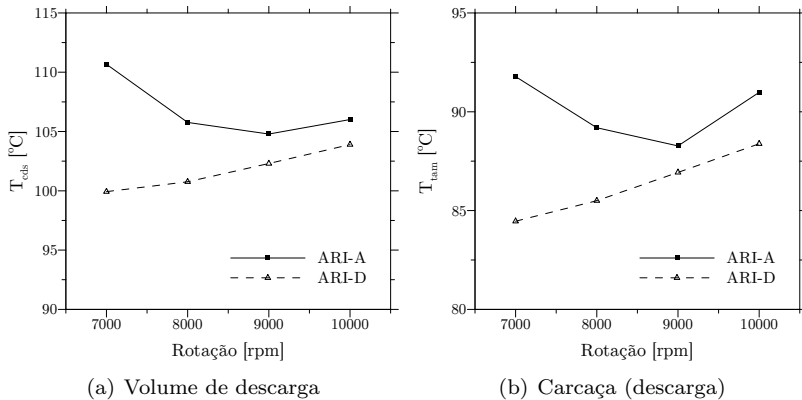


Figura 4.9 – Variação com a rotação das temperaturas do volume de descarga (a) e da carcaça (descarga) (b) nas condições ARI-A e ARI-D.

cativa entre as mesmas e a temperatura de sucção. A temperatura do óleo (Figura 4.8 a) não segue o mesmo padrão, estando mais relacionada com a temperatura da carcaça na região do motor (Figura 4.10 b). Este resultado mostra que, entre os dois fenômenos citados como causa do perfil em “U”, os vazamentos e a transferência de calor são os mais efetivos, visto que a perda mecânica em compressores herméticos possui uma influência significativa sobre a temperatura do óleo.

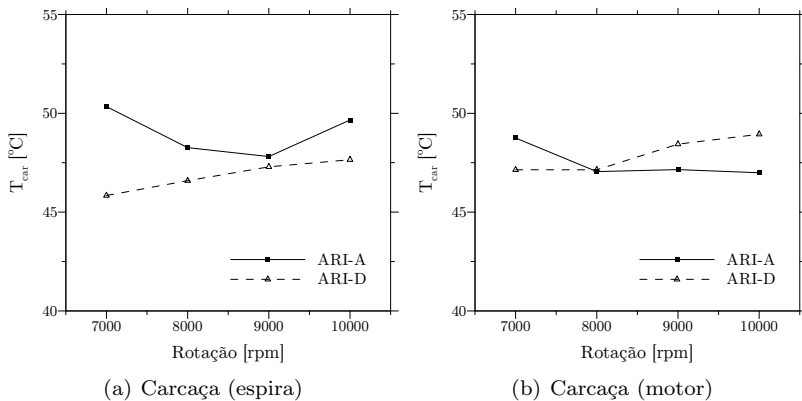


Figura 4.10 – Variação com a rotação das temperaturas da carcaça na região da espira (a) e na região do motor (b) nas condições ARI-A e ARI-D.

A distribuição de temperatura no compressor na condição ARI-D

tem uma relação praticamente linear com a velocidade (rotação) de operação do compressor. Nesta condição de evaporação mais baixa, o efeito do vazamento continua fortemente presente nas rotações mais elevadas, contribuindo assim para o aumento da temperatura de sucção.

4.3.2 Influência da razão de pressão

A influência da razão de pressão imposta ao compressor foi analisada para uma temperatura fixa de evaporação de $7,2^{\circ}\text{C}$, através dos testes 9 a 16. Parte destes testes será posteriormente utilizada para calibração de modelos térmicos globais apresentados no capítulo 5.

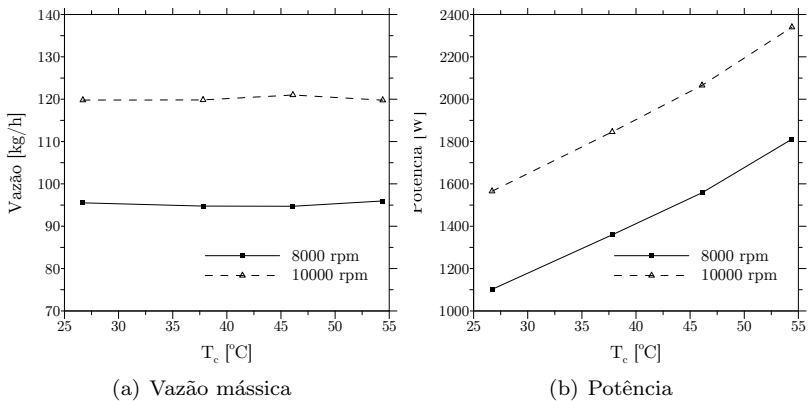


Figura 4.11 – Variação com a temperatura de condensação da vazão mássica (a) e do consumo elétrica (b) para 8000 e 10000 rpm.

Na Figura 4.11 (a) pode ser observado que a vazão mássica fornecida pelo compressor pouco variou com a temperatura de condensação. Este aspecto é uma vantagem conhecida do compressor *scroll* em relação compressor alternativo, que geralmente tem uma redução de vazão com o aumento da razão de pressão, em virtude da perda de carga que ocorre nas válvulas.

No que diz respeito à temperatura de sucção (Figura 4.12), observa-se que nas duas regiões medidas o aumento da temperatura de sucção é aproximadamente linear com a temperatura de condensação.

De forma análoga à análise em relação à velocidade de operação, observa-se uma variação similar das curvas de temperatura do óleo (Figura 4.13 a) e da carcaça na região do motor (Figura 4.14 b). A Figura 4.13 permite ainda observar que a variação da temperatura do motor é maior do que a do óleo à medida que se altera a razão de

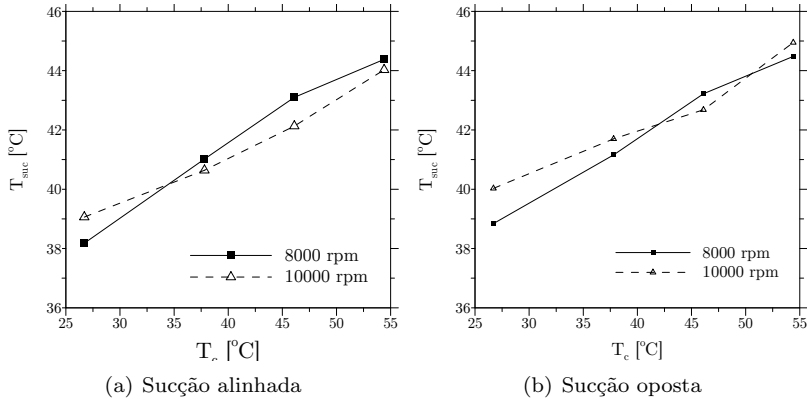


Figura 4.12 – Variação com a temperatura de condensação das temperaturas de sucção na posições alinhada (a) e oposta (b) para 8000 e 10000 rpm.

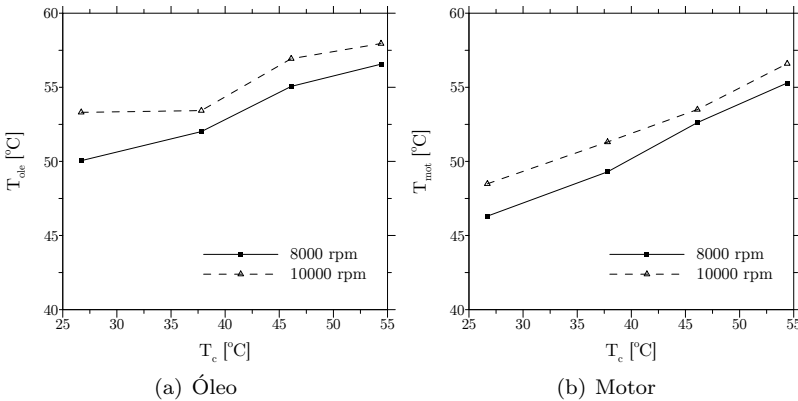


Figura 4.13 – Variação com a temperatura de condensação das temperaturas do óleo (a) e do motor (b) para 8000 e 10000 rpm.

pressão.

A Figura 4.14 mostra que que na região inferior da carcaça do compressor existe uma variação pequena da temperatura com a razão de pressão, com a carcaça na região do motor apresentando temperaturas maiores do que aquelas da carcaça na região da espira. No que diz respeito à região de descarga, observa-se que a temperatura do gás no volume de descarga é mais sensível à variação de razão de pressão do que a carcaça nesta região (Figura 4.15).

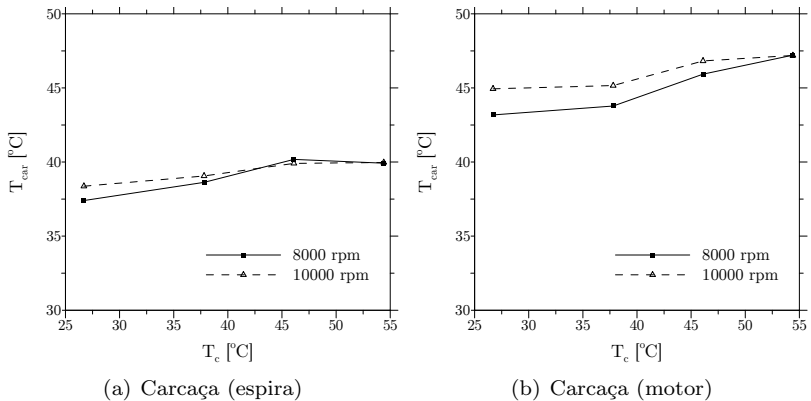


Figura 4.14 – Variação com a temperatura de condensação das temperaturas carcaça na região da espira (a) e da carcaça na região do motor (b) para 8000 e 10000 rpm.

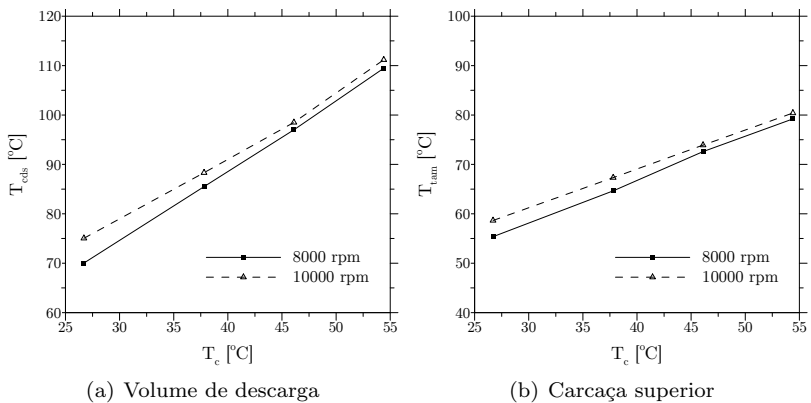


Figura 4.15 – Variação com a temperatura de condensação das temperaturas do volume de descarga (a) e da carcaça (descarga) (b) para 8000 e 10000 rpm.

4.3.3 Influência do posicionamento do passador de sucção

De modo a avaliar o efeito do posicionamento do passador de sucção, a carcaça C foi montada no compressor. O objetivo foi posicionar o passador de sucção do gás no compressor diretamente na região de entrada do gás no elemento de compressão (sucção SSE). Os testes foram realizados para as rotações de 8000 e 10000 rpm e nas

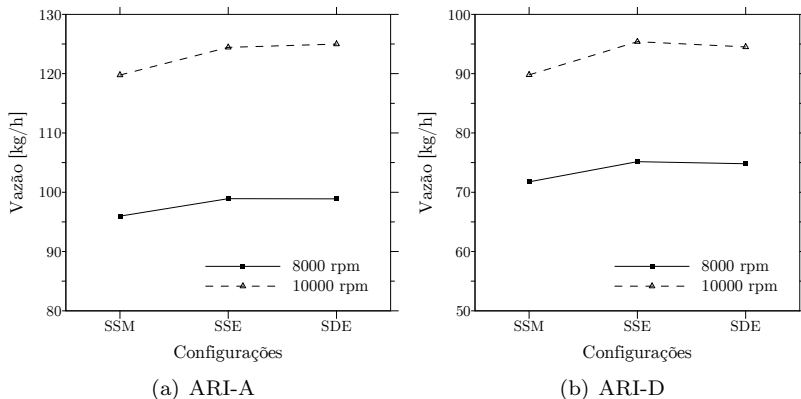


Figura 4.16 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre a vazão mássica nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.

condições ARI-A e ARI-D. A configuração SSE foi avaliada nos testes 21 a 24 e a configuração de sucção dupla na espira (SDE) foi considerada nos testes 25 a 28. Os resultados foram comparadas aos resultados com sucção simples no motor (SSM) para a carcaça B (testes 15 a 18).

Como pode ser observado na Figura 4.16, a mudança do passador de sucção para a região das espiras promove um ligeiro aumento da vazão mássica fornecida pelo compressor. No entanto, esta diferença não é muito significativa para as duas condições de sucção na região da espira testadas.

Na Figura 4.17 o consumo de energia elétrica para as condições testadas pode ser observado. Nota-se que o posicionamento do passador com sucção simples na espira provoca um ligeiro aumento do consumo para a condição ARI-A, ao passo que para a condição ARI-D esta mudança origina uma redução no consumo.

A Figura 4.18 apresenta a variação da temperatura de sucção para as configurações geométricas de sucção analisadas. Em ambas condições de operação testadas a sucção na espira (SDE) promove uma grande redução na temperatura de sucção do gás. No que diz respeito à temperatura oposta ao passador de sucção (Figura 4.19), observa-se que a temperatura do gás nesta região aumenta quando se utiliza a configuração SSE. A utilização da uma sucção direta apenas em um dos pontos de sucção faz com que a maior parte do fluido refrigerante seja admitida por essa região do elemento de compressão. Desta forma, o gás em contato com a região oposta do elemento de compressão terá

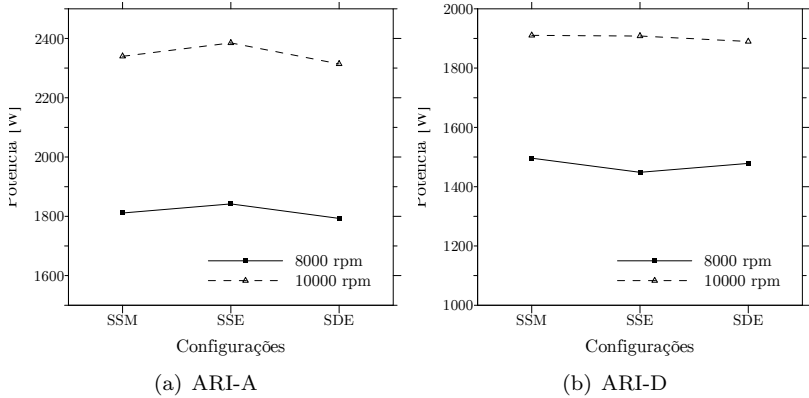


Figura 4.17 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre o consumo elétrico nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.

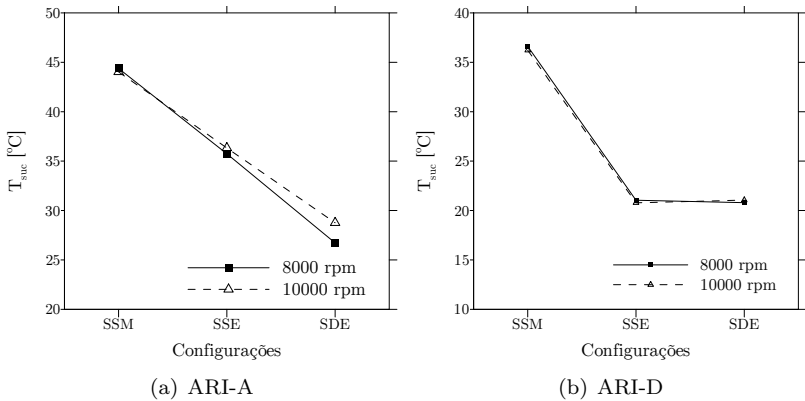


Figura 4.18 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre a temperatura alinhada de sucção nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.

sua temperatura aumentada, como consequência do aumento da temperatura do ambiente interno. Por esta razão, apenas se observa uma redução na temperatura oposta de sucção quando se utiliza a sucção dupla nas espiras. Para o ambiente de descarga (Figura 4.20), não se observa uma vantagem em utilizar a sucção dupla (SDE) em relação à condição (SSE).

A utilização do passador de sucção na região das espiras aumenta

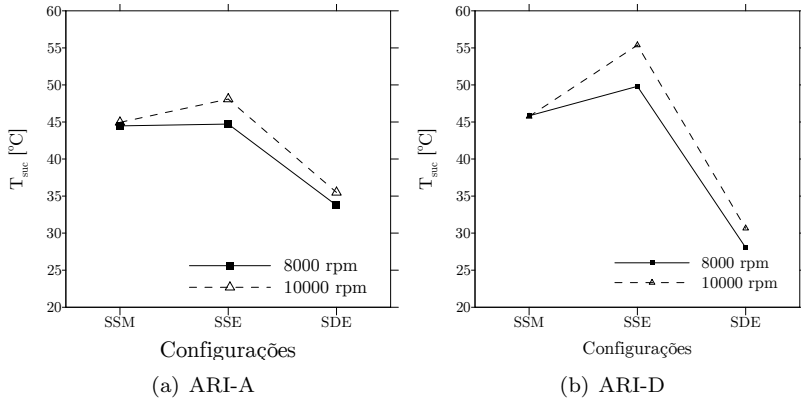


Figura 4.19 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre a temperatura oposta de sucção nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.

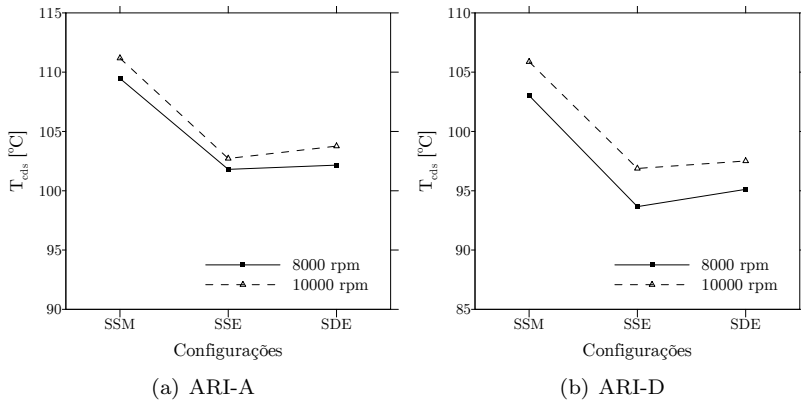


Figura 4.20 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre a temperatura do volume de descarga nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.

significativamente a temperatura do óleo e do motor (Figuras 4.21 e 4.22). Este efeito é mais pronunciado na configuração SSE. A utilização da sucção dupla apresenta-se vantajosa, principalmente na condição ARI-A, a fim de promover a redução da temperatura destes componentes em relação à configuração SSE.

Em relação à temperatura da carcaça (Figuras 4.23 e 4.24), observa-se que a carcaça no ambiente de sucção do compressor sofre um aumento

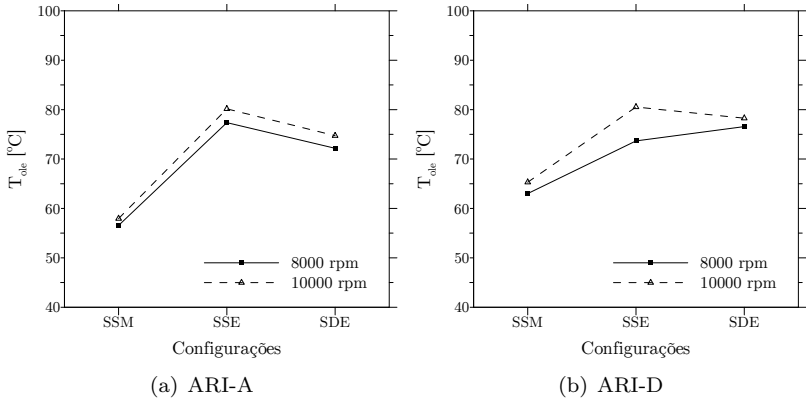


Figura 4.21 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre a temperatura do óleo nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.

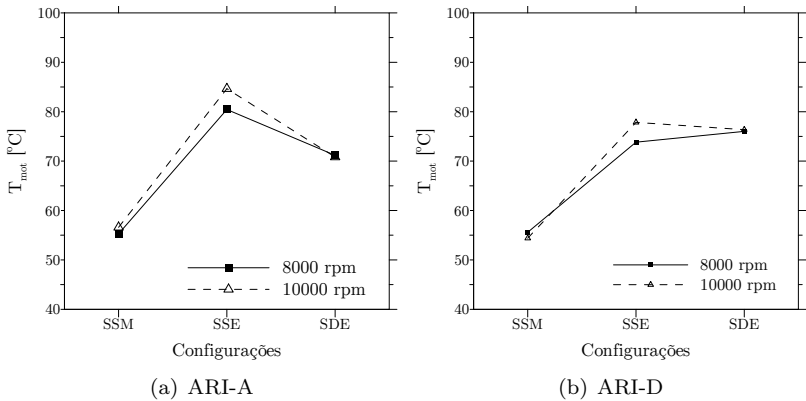


Figura 4.22 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre a temperatura do motor nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.

de temperatura com a alteração de posicionamento do passador. Este aspecto está relacionada à fraca circulação do fluido refrigerante no ambiente interno do compressor. Para a carcaça na região de descarga (Figura 4.23), observa-se uma redução de temperatura que ocorre devido à diminuição da temperatura do gás no ambiente de descarga. A configuração SDE permite, em relação à configuração SSE, reduzir a temperatura da carcaça no ambiente de sucção do compressor sem au-

mentar em demasia a temperatura na região superior. Logo, caso a sucção na espira fosse utilizada, a configuração SDE seria a mais recomendada. Embora não forneça uma vazão mássica muito maior do que a configuração SSE, esta configuração permite minimizar o aumento de temperatura dos componentes internos decorrente da alteração do passador de sucção.

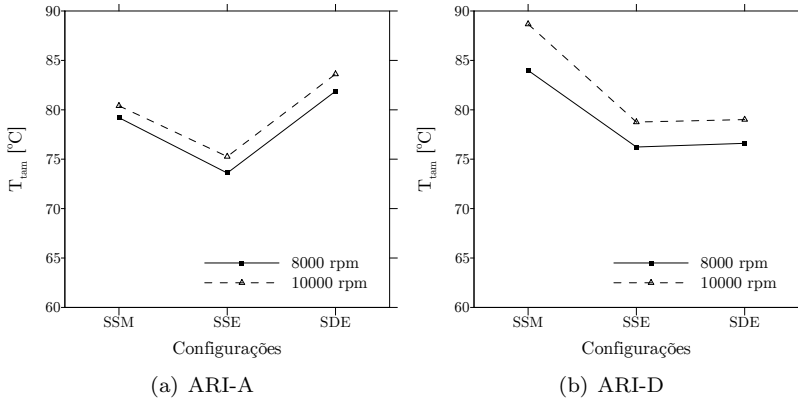


Figura 4.23 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre a temperatura da carcaça na região de descarga nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.

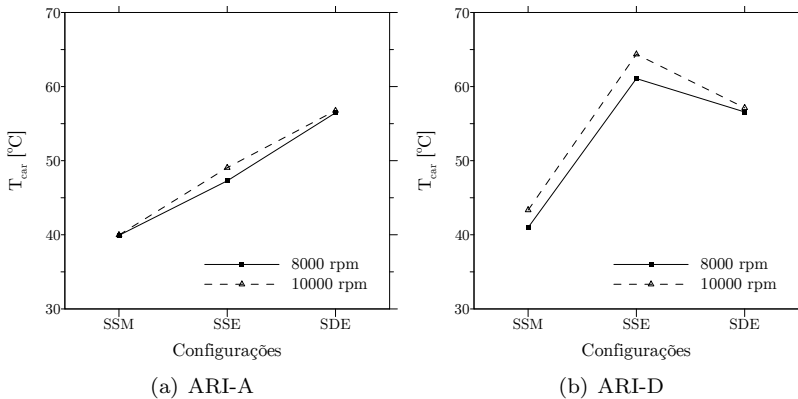


Figura 4.24 – Influência do posicionamento do passador de sucção sobre a temperatura da carcaça na região da espira nas condições ARI-A (a) e ARI-D (b) para 8000 e 10000 rpm.

4.4 Balanços de energia

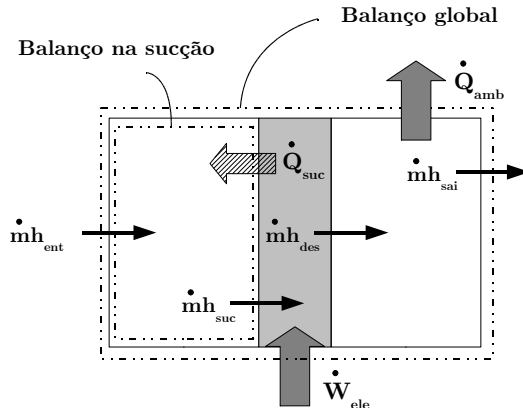


Figura 4.25 – Principais balanços de energia no compressor.

Nesta seção, o superaquecimento do fluido de sucção e o calor perdido pelo compressor para o ambiente externo são avaliados através de balanços de energia no compressor (Figura 4.25), desprezando-se os termos de energia cinética e potencial no escoamento do gás.

O superaquecimento de sucção do fluido refrigerante pode ser calculado através de um balanço de energia no ambiente de sucção:

$$\dot{Q}_{suc} = \dot{m}(h_{suc} - h_{ent}), \quad (4.1)$$

onde \dot{Q}_{suc} é a energia absorvida pelo fluido em função do superaquecimento, \dot{m} é a vazão mássica, h_{suc} é a entalpia específica do fluido refrigerante na temperatura de sucção e h_{ent} é a entalpia específica do fluido refrigerante na temperatura de entrada do compressor.

O calor perdido pela carcaça para o ambiente externo é calculado através de um balanço global de energia no compressor (Figura 4.25):

$$\dot{Q}_{amb} = \dot{W}_{ele} + \dot{m}(h_{ent} - h_{sai}), \quad (4.2)$$

onde \dot{Q}_{amb} é o calor trocado entre o compressor e o ambiente externo, \dot{W}_{ele} é o consumo elétrico e h_{sai} é a entalpia específica do fluido refrigerante na temperatura na saída do compressor.

4.4.1 Superaquecimento do gás de sucção

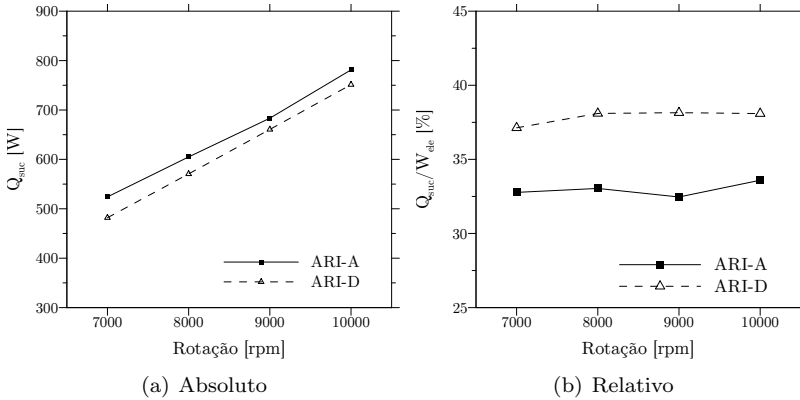


Figura 4.26 – Influência da rotação sobre o superaquecimento absoluto (a) e relativo (b) do gás de sucção nas condições ARI-A e ARI-D.

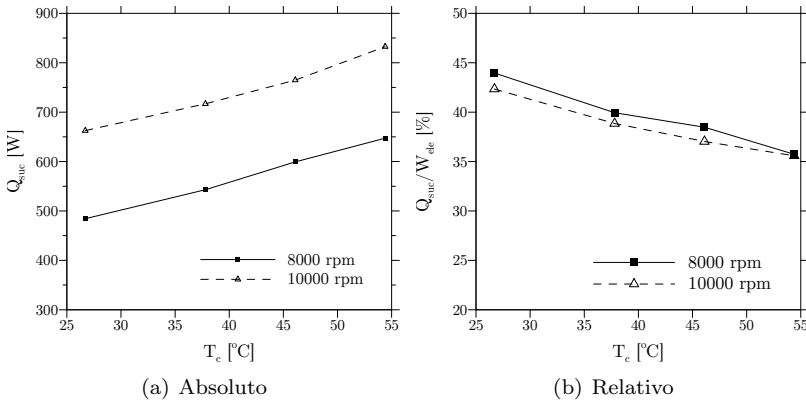


Figura 4.27 – Influência da temperatura de condensação sobre o superaquecimento absoluto (a) e relativo (b) do gás de sucção para 8000 e 10000 rpm

A Figura 4.26 (a) mostra que a quantidade de calor absorvida pelo gás na sucção aumenta linearmente com a velocidade (rotação) do compressor. No entanto, este superaquecimento, avaliado em termos de fração da potência elétrica, permanece aproximadamente constante com a velocidade de operação, 4.26 (b). A Figura 4.27 (a) mostra que existe uma relação praticamente linear entre o calor absorvido pelo

fluido refrigerante na sucção e a razão de pressão, representada pela temperatura de condensação. Por outro lado, a razão entre o calor trocado no superaquecimento de sucção do fluido e a potência elétrica diminui com o aumento da razão de pressão, como pode ser observado na figura 4.27 (b).

4.4.2 Calor perdido pela carcaça

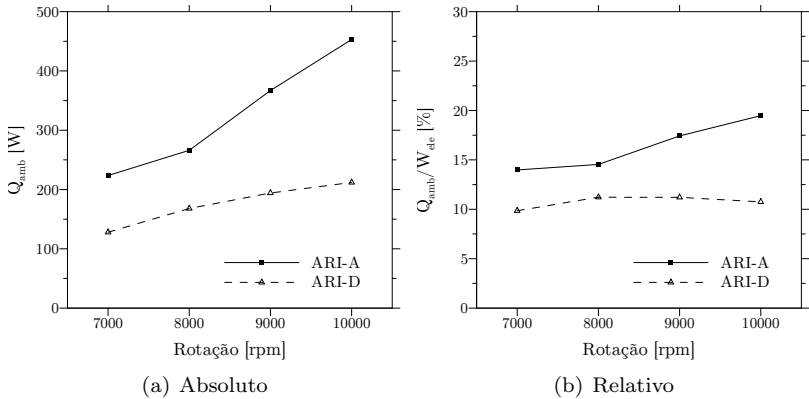


Figura 4.28 – Influência da rotação sobre o calor absoluto (a) e relativo (b) liberado pelo compressor nas condições ARI-A e ARI-D.

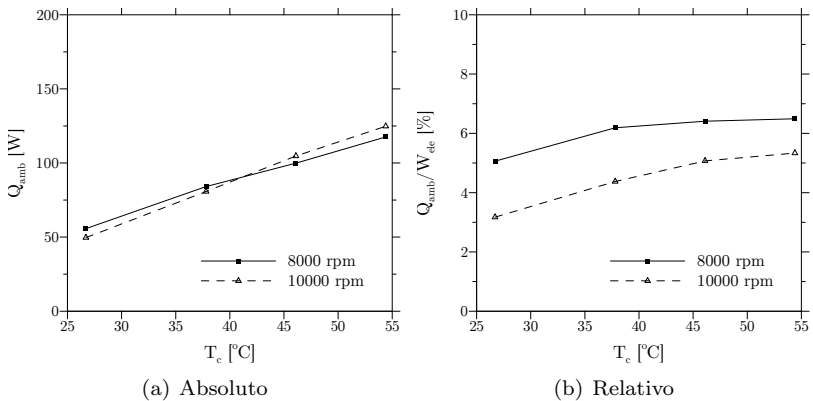


Figura 4.29 – Influência da temperatura de condensação sobre o calor absoluto (a) e relativo (b) liberado pelo compressor para 8000 e 10000 rpm

A Figura 4.28 ilustra o aumento do calor rejeitado para o ambiente externo através da carcaça em função do aumento da velocidade (rotação) do compressor. No que diz respeito à relação entre o calor liberado pela carcaça e a razão de pressão (Figura 4.29), observa-se que o mesmo aumenta de forma praticamente linear. Tomando o calor como uma proporção potência consumida (Figura 4.29 b), observa-se um comportamento não tão linear quanto observado para o valor absoluto do calor perdido.

5 *Modelagem da distribuição de temperatura*

Neste capítulo são descritos os modelos desenvolvidos para calcular a distribuição de temperatura do compressor. Inicialmente é apresentado o modelo de escoamento simplificado, focado na determinação da temperatura de sucção. Em seguida, são abordados dois modelos globais: o modelo global simplificado e o modelo global de rede térmica. Ambos se baseiam no método de parâmetros concentrados e foram calibrados experimentalmente. Por fim, são apresentados os resultados relativos à distribuição de temperatura do compressor obtidos pelos diversos modelos.

5.1 **Modelo de escoamento simplificado - MES**

O modelo de escoamento simplificado (MES) faz uso de conceitos relacionados a trocadores de calor e permite o cálculo da temperatura de sucção T_{suc} e da temperatura de saída T_{sai} através da temperatura na entrada T_{ent} e da temperatura de descarga T_{des} (Figura 5.1). Este modelo é baseado na metodologia de Winandy *et al.* (2002), que representa o aquecimento do gás (\dot{Q}_{suc}) que entra no compressor através de uma placa fictícia de temperatura constante. Esta mesma placa é responsável pela redução da temperatura do gás (\dot{Q}_{des}) no ambiente de descarga. No trabalho de Winandy *et al.* (2002), os coeficientes de transferência de calor necessários para calcular as trocas térmicas foram ajustados de modo a se obter concordância entre o resultado numérico e medições realizadas pelos mesmos autores.

Fisicamente, por promover tanto o aumento como a diminuição

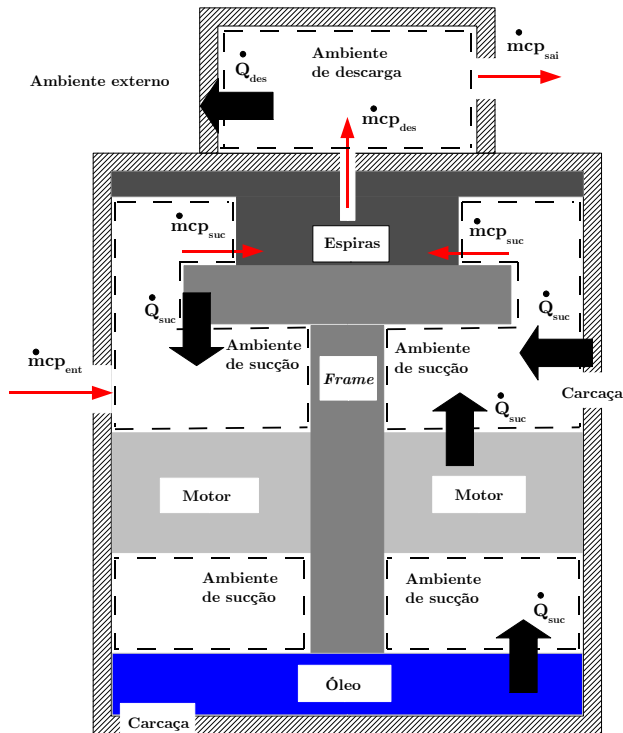


Figura 5.1 – MES: representação esquemática das interações térmicas no compressor.

da temperatura do gás nas diferentes câmaras do compressor, esta superfície pode ser entendida como tendo uma temperatura média das regiões sólidas do compressor que trocam energia com o gás. Desta forma, todas as interações térmicas no compressor, incluindo as perdas eletromecânicas e a troca de calor com o ambiente externo, são representadas através de termos fonte relacionados a esta superfície. A Figura 5.2 indica os processos de transferência de calor considerados neste modelo, e que são descritos em seguida.

5.1.1 Detalhamento matemático do modelo

No modelo apresentado neste trabalho, utilizou-se, ao invés do conceito de placa, conceitos relacionados ao escoamento turbulento no

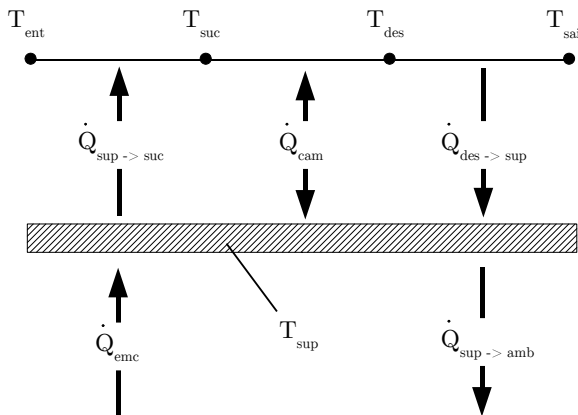


Figura 5.2 – MES: interações térmicas na superfície fictícia.

interior de dutos. Esta escolha é fisicamente mais coerente, visto que o fluido refrigerante que entra no compressor escoar por entre geometrias, caracterizando um escoamento interno. Ainda, diferentemente do que é feito por Winandy *et al.* (2002), no modelo descrito neste trabalho não são utilizados dados experimentais para calibração.

De forma geral, o método de solução consiste em estimar uma temperatura para a superfície fictícia, de forma a calcular as temperaturas de sucção e de saída do compressor. Considera-se que a superfície fictícia possui uma capacidade térmica infinita. Um procedimento iterativo é empregado para corrigir a estimativa e convergir a solução, que é obtida quando um balanço global de energia no compressor é satisfeito. Este procedimento é detalhado em seguida.

Através da temperatura do ambiente externo, de um coeficiente de transferência de calor que represente a interação térmica da carcaça do compressor com o ambiente, e de uma estimativa de calor perdido pelo compressor, obtém-se o primeiro valor de temperatura para a superfície do duto, T_{sup} , considerada isotérmica:

$$\dot{Q}_{sup \rightarrow amb} = h_{sup \rightarrow amb} A_{cmp} (T_{sup} - T_{amb}), \quad (5.1)$$

onde $h_{sup \rightarrow amb}$ é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a superfície e o ambiente, A_{cmp} é a área externa do compressor, T_{amb} é a temperatura do ambiente externo e $\dot{Q}_{sup \rightarrow amb}$ é uma estimativa da taxa de transferência de calor entre a superfície isotérmica e o ambiente externo. Em função do caráter iterativo do procedi-

mento, esta estimativa não se mostrou importante, sendo atualizada ao longo da solução. O coeficiente de transferência de calor necessário na Equação 5.1 é calculado através da expressão de Churchill e Bernstein (1977), dada por:

$$Nu_{amb} = 0,3 + \frac{0,62Re_d^{1/2}Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_d}{282000} \right)^{1/2} \right], \quad (5.2)$$

onde Re_d é o número de Reynolds baseado no diâmetro da carcaça do compressor e na velocidade do ar escoando sobre o mesmo. Neste trabalho, a velocidade característica utilizada para cálculo do número de Reynolds foi de 3 m/s, em virtude da utilização de um ventilador para resfriar a carcaça do compressor. Tendo a temperatura da superfície, pode-se então estimar o superaquecimento do gás na sucção do compressor. Para tal, utiliza-se o conceito de $\varepsilon - NUT$, bastante empregado em projetos de trocadores de calor (KAKAC *et al.*, 2002). A taxa de transferência de calor entre a superfície e o fluido que entra no compressor é dada por:

$$\dot{Q}_{sup \rightarrow suc} = \varepsilon_{suc} \dot{m} c_p (T_{sup} - T_{ent}), \quad (5.3)$$

onde $\dot{Q}_{sup \rightarrow suc}$ é o calor que a superfície fornece ao gás que entra no compressor, \dot{m} é a vazão mássica bombeada pelo compressor, c_p é o calor específico à pressão constante e T_{ent} é a temperatura do gás na entrada do compressor. ε_{suc} representa uma efetividade de troca de calor entre esta superfície e o fluido de sucção. Este parâmetro fornece uma ideia da quantidade de energia que a superfície fornece ao fluido de sucção, comparada com a quantidade total de energia que esta superfície poderia fornecer. No presente trabalho, foi utilizada a seguinte expressão para cálculo da efetividade ε_{suc} (WINANDY *et al.*, 2002):

$$\varepsilon_{suc} = 1 - e^{(-hA_{suc}/\dot{m}c_p)}, \quad (5.4)$$

onde $(hA)_{suc}$ é uma condutância térmica que representa a interação convectiva entre a superfície e o fluido. Este termo pode ser separado em duas contribuições, uma referente à área de transferência de calor e outra referente ao coeficiente de transferência de calor. A área de transferência de calor A_{suc} corresponde a toda a área que existe no ambiente de sucção para a troca de energia térmica entre o gás que adentra no compressor e partes quentes do mesmo, independente da característica desta parte quente. O coeficiente de transferência de

calor é obtido através de uma correlação de transferência de calor para escoamentos turbulentos em dutos. A expressão utilizada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor é dada pela equação de *Dittus-Boelter* (KAKAC *et al.*, 2002) :

$$Nu_{suc} = 0,023Re_{suc}^{0,8}Pr^{0,3}, \quad (5.5)$$

onde Pr é o número de Prandtl e Nu e Re são, respectivamente, os números de Nusselt e de Reynolds baseados no diâmetro hidráulico do ambiente de sucção do compressor. O diâmetro hidráulico é um conceito desenvolvido para geometrias complexas a fim de que se possam utilizar correlações relativas a escoamento turbulento em dutos. De forma similar ao utilizado por Chen *et al.* (2002a) para as câmaras de gás durante o processo de compressão, no caso do ambiente interno (de sucção) do compressor a seguinte expressão pode ser empregada:

$$D_{suc} = \frac{4V_{suc}}{A_{suc}}, \quad (5.6)$$

onde D_{suc} é o diâmetro hidráulico no ambiente de sucção e V_{suc} é o volume ocupado pelo gás no ambiente de sucção. Desta forma, os números de Reynolds e Prandtl são expressos pelas seguintes expressões:

$$Re_{suc} = \frac{4\dot{m}}{\pi D_{suc}\mu_{suc}}, \quad (5.7)$$

$$Nu_{suc} = \frac{h_{suc}D_{suc}}{k_{suc}}, \quad (5.8)$$

onde μ_{suc} é a viscosidade dinâmica e k_{suc} é a condutividade térmica. Todas as propriedades termodinâmicas citadas para o ambiente de sucção são avaliadas na temperatura média entre a temperatura do gás na entrada no compressor T_{ent} e a temperatura de sucção T_{suc} estimada para o ciclo de compressão em análise. Tendo sido calculado o calor fornecido pela superfície fictícia ao fluido refrigerante que escoo no ambiente interno do compressor (Equação 5.3) a temperatura de sucção pode então ser calculada a partir do seguinte balanço de energia:

$$\dot{Q}_{sup \rightarrow suc} = \dot{m}c_p(T_{suc} - T_{ent}). \quad (5.9)$$

Outro valor de temperatura importante a ser calculado é a temperatura do gás na saída do compressor. De forma similar ao que é feito para o ambiente de sucção, a taxa de transferência de calor entre o ambiente de descarga e a superfície isotérmica e, conseqüentemente,

a temperatura do gás na saída do compressor, são calculadas através das seguintes expressões:

$$\dot{Q}_{des \rightarrow sup} = \varepsilon_{des} \dot{m} c_p (T_{des} - T_{sup}), \quad (5.10)$$

$$\varepsilon_{des} = 1 - e^{(-hA_{des}/\dot{m}c_p)}, \quad (5.11)$$

$$\dot{Q}_{des \rightarrow sup} = \dot{m} c_p (T_{des} - T_{sai}). \quad (5.12)$$

A expressão para cálculo do coeficiente de transferência de calor no ambiente de descarga é dada por:

$$Nu_{des} = 0,023 Re_{des}^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (5.13)$$

onde os números de Nusselt e de Reynolds são calculados utilizando novamente o conceito de diâmetro hidráulico, aplicado desta vez ao ambiente de descarga do compressor. As propriedades termodinâmicas são calculadas na temperatura correspondente à média aritmética entre a temperatura de descarga T_{des} obtida do modelo de ciclo de compressão e a temperatura do gás na saída do compressor T_{sai} estimada para o ciclo de compressão em análise.

Conforme já citado, a temperatura da superfície isotérmica pode ser interpretada como uma média ponderada de todas as partes quentes do compressor (óleo, motor, bloco, eixo, etc.). Assim, um balanço de energia deve ser realizado nesta superfície, com a seguinte forma:

$$\dot{Q}_{emc} + \dot{Q}_{des \rightarrow sup} = \dot{Q}_{sup \rightarrow suc} + \dot{Q}_{sup \rightarrow amb} + \dot{Q}_{cam}, \quad (5.14)$$

onde \dot{Q}_{cam} é o calor líquido trocado no processo de compressão, fornecido pelo modelo do ciclo de compressão adotado neste trabalho. \dot{Q}_{emc} é uma parcela de energia relativa às perdas eletromecânicas do compressor, dadas por:

$$\dot{Q}_{emc} = \frac{\dot{W}_{pv}}{\eta_{emc}} - \dot{W}_{pv}, \quad (5.15)$$

onde \dot{W}_{pv} é a potência indicada calculada pelo modelo do ciclo de compressão e η_{emc} é a eficiência eletromecânica do compressor. Se o balanço de energia não satisfizer o critério de convergência estabelecido, altera-se a temperatura da superfície e o processo iterativo continua até que haja convergência. Como critério de convergência foi definido

que o resíduo de calor na superfície (Equação 5.14) não deve superar 0,01 % da potência elétrica consumida pelo compressor. O fluxograma presente na Figura 5.3 ilustra o procedimento de solução do presente modelo.

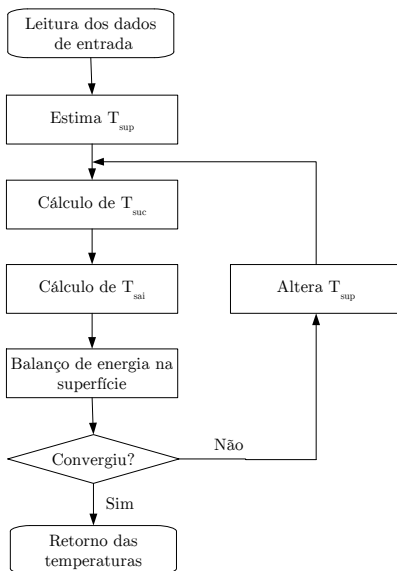


Figura 5.3 – Fluxograma do modelo de escoamento simplificado

O acoplamento do MES com o modelo de simulação da compressão permite a atualização da temperatura de sucção no final de cada ciclo de compressão. Desta forma, ao final de cada ciclo são fornecidas ao modelo de escoamento simplificado as variáveis necessárias ao cálculo da temperatura de sucção, que por sua vez calcula uma nova temperatura de sucção a ser utilizada no ciclo seguinte de compressão.

A Figura 5.4 ilustra o funcionamento do modelo de processo de compressão descrito por Pereira (2012), com a atualização da temperatura de sucção calculada pelo MES. A convergência do modelo do ciclo de compressão é alcançada quando os dados de entrada necessários ao modelo de cálculo de temperatura de sucção pouco se alteram em ciclos consecutivos de compressão. Isto faz com que praticamente a mesma temperatura de sucção seja calculada em ciclos consecutivos, possibilitando a convergência das variáveis referentes ao ciclo de compressão.

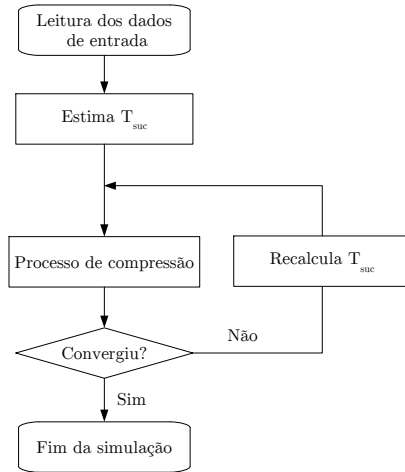


Figura 5.4 – Fluxograma do procedimento acoplado de solução dos modelos de processo de compressão e de cálculo de temperatura de sucção

5.1.2 Influência de parâmetros do modelo

De modo a analisar a influência dos principais parâmetros do modelo de escoamento simplificado sobre a temperatura de sucção calculada, procede-se a uma breve análise de sensibilidade. Os aspectos mais importantes a serem avaliados são os coeficientes de transferência de calor referentes ao pleno de sucção e de descarga, além do coeficiente relativo à troca de calor com o ambiente externo. Os resultados apresentados a seguir foram obtidos utilizando-se a eficiência eletromecânica calculada através das eficiências elétrica e mecânica conforme descrito no apêndice B.3.1.

A influência da variação do coeficiente de transferência de calor para o pleno de sucção, considerando a área de troca de calor constante, é apresentada na Figura 5.5. Utilizou-se como valor base o coeficiente convectivo calculado através da Equação 5.5, aplicando-se fatores multiplicativos sobre este coeficiente.

A influência da variação do h_{suc} para diferentes rotações e na condição ARI-A é apresentada na Figura 5.5 (a). Para todas as rotações analisadas, ocorre o esperado aumento da temperatura de sucção com o aumento do h_{suc} . O modelo apresenta uma sensibilidade considerável ao valor de coeficiente de transferência de calor utilizado, principalmente se o mesmo estiver abaixo do obtido através correlação de *Dittus-*

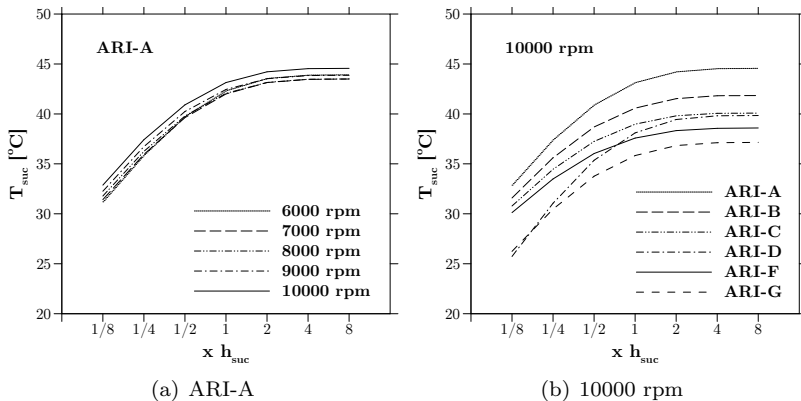


Figura 5.5 – MES: influência da variação do coeficiente convectivo no ambiente de sucção sobre a temperatura de sucção para a condição ARI-A (a) e para a velocidade de 10000 rpm (b).

Boelter. Em relação à influência da condição de operação sobre o efeito da variação do h_{suc} , apresentada para a rotação de 10000 rpm, pode-se observar, pela Figura 5.5 (b), que seu efeito é mais pronunciado do que o observado para a variação de rotação. Para a rotação analisada, e para as condições que apresentam temperatura de evaporação de 7,2 °C, quanto maior a razão de compressão, maior o efeito da variação do coeficiente convectivo sobre a previsão da temperatura de sucção. No que diz respeito aos demais valores de temperatura de evaporação, observa-se que quanto menor a temperatura de evaporação, maior a influência da variação do h_{suc} .

Outro fator que pode ter influência significativa sobre o resultado fornecido pelo MES é o coeficiente de transferência de calor para o ambiente de descarga, h_{des} , calculado pela Equação 5.13. Este aspecto, novamente considerando a área de troca de calor constante, é analisado em seguida. De forma similar ao que foi feito para o h_{suc} , utilizou-se fatores multiplicativos para a avaliar a influência da variação do h_{des} sobre o resultado da temperatura de sucção.

A influência deste parâmetro é similar ao que previamente foi mostrado para a câmara de sucção. Pela Figuras 5.6 observa-se que o aumento do h_{des} provoca um aumento da temperatura de sucção, visto que uma maior quantidade do calor perdido na região de descarga fica armazenado na superfície de temperatura fictícia, sendo posteriormente transmitido ao fluido de sucção. No que diz respeito à variação de

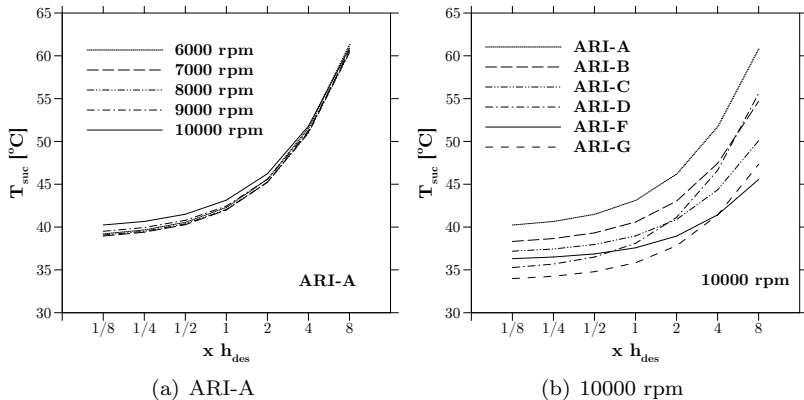


Figura 5.6 – MES: influência da variação do coeficiente convectivo no ambiente de descarga sobre a temperatura de sucção para a condição ARI-A (a) e para a velocidade de 10000 rpm (b).

condição de operação, a resposta do modelo é também similar ao que foi observado para a variação de h_{suc} . No entanto, para a mesma faixa de fatores multiplicativos, a influência sobre a temperatura de sucção da variação do h_{des} é maior que a influência da variação do h_{suc} .

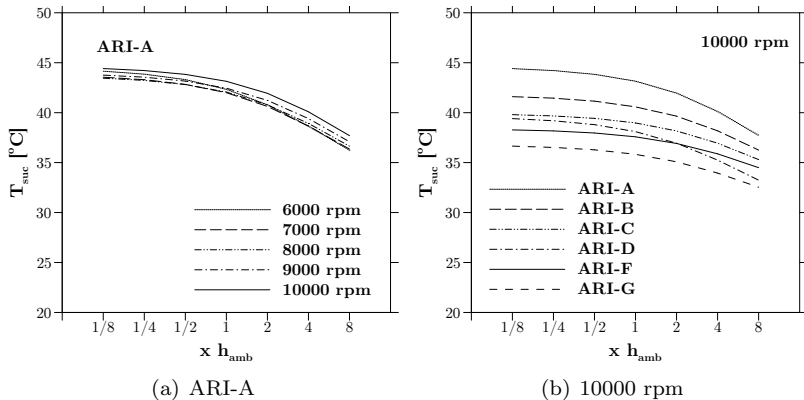


Figura 5.7 – MES: influência da variação do coeficiente convectivo com o ambiente externo sobre a temperatura de sucção para a condição ARI-A (a) e para a velocidade de 10000 rpm (b).

O impacto do coeficiente de transferência de calor com o ambiente externo (h_{amb}) sobre a temperatura de sucção é apresentado na Figura 5.7. Este coeficiente, calculado pela Equação 5.2, e para as condições de ventilação externa utilizadas nos testes experimentais descritos no capítulo 4, é da ordem de $20 \text{ W/m}^2\text{K}$. De forma similar às análises anteriores, fatores multiplicativos foram utilizadas para analisar a sensibilidade do modelo a este parâmetro. Pela análise da Figura 5.7, pode-se observar que a influência da variação do h_{amb} é menor do que a influência da variação do h_{suc} , que por sua vez é menor que a influência da variação do h_{des} . Neste caso, para a rotação fixa de 10000 rpm, o condição ARI-D é a que apresenta maior sensibilidade em relação à troca de calor com o ambiente externo. Existem condições, como a condição ARI-F, em que a variação das condições convectivas externas não tem um impacto muito significativo sobre a temperatura de sucção.

5.1.3 Comparação com dados experimentais

Tendo sido realizada a análise de sensibilidade do modelo, é importante que os resultados fornecidos pelo mesmo sejam comparados aos principais dados experimentais apresentados no capítulo anterior. A comparação será realizada em relação aos testes 9 a 20. Optou-se por apresentar a comparação com estes testes, pois alguns destes (9 a 16) dizem respeito a uma temperatura de evaporação fixa (testes ARI-F a ARI-A) e serão utilizados no procedimento de calibração dos modelos globais, a serem descritos nestes trabalho. Os testes 17 a 20 dizem respeito às condições ARI-G e ARI-D, referentes a temperaturas de evaporação diferentes das dos testes 9 a 16.

Tabela 5.1 – MES: comparação com dados experimentais de temperatura de sucção para 8000 rpm.

8000 rpm	ARI-A	ARI-B	ARI-C	ARI-F	ARI-G	ARI-D
	Temperaturas [°C]					
Exp.	44.4	43.2	41.1	38.5	40.8	41.2
Numérico	46.0	42.6	41.0	35.2	41.3	42.8
Diferença	1.6	-0.6	-0.1	-3.3	0.5	1.6

Nas Tabelas 5.1 e 5.2 é comparado o resultado de temperatura de sucção obtido pelo MES com a temperatura de sucção medida experimentalmente, calculada a partir da média entre as temperaturas de sucção alinhada e oposta. Estes resultados mostram que o procedi-

Tabela 5.2 – MES: comparação com dados experimentais de temperatura de sucção para 10000 rpm.

10000 rpm	ARI-A	ARI-B	ARI-C	ARI-F	ARI-G	ARI-D
	Temperaturas [°C]					
Exp.	44.5	42.4	41.2	39.6	40.5	41.0
Numérico	46.8	44.3	42.2	38.3	41.9	44.9
Diferença	1.3	1.9	1.0	-1.3	1.4	2.9

mento adotado no MES traz resultados próximos aos medidos experimentalmente. As divergências são maiores para as condições ARI-F e ARI-D, que corresponde à menor temperatura de evaporação. No entanto, é de se salientar que os resultados experimentais de temperatura de sucção para a condição ARI-D apresentam uma diferença da ordem de 8 °C entre os termopares colocados nas duas regiões opostas de sucção do elemento de compressão. No caso das demais condições em análise (ARI-A a ARI-G), as temperaturas medidas nas duas regiões opostas da espira são bastante próximas, tornando a comparação representativa. Tendo em conta que os parâmetros do modelo não foram ajustados de forma a forçar a concordância com os dados experimentais, considera-se que o modelo prevê com acurácia satisfatória a temperatura de sucção, precisando apenas de parâmetros simples de serem obtidos. Desta forma, o modelo pode ser utilizado em fases iniciais de projeto do compressor. Sua principal desvantagem é a incapacidade de prever outros valores de temperatura do compressor como, por exemplo, as temperaturas do óleo, da carcaça e do motor. Tais temperaturas são abordadas nos modelos globais, descritos em seguida.

5.2 Método de parâmetros concentrados

O modelo matemático de um determinado fenômeno físico pode ter diversos graus de complexidade. Quando se deseja avaliar termicamente determinado componente, pode-se descrever modelos matemáticos que permitem prever com um bom grau de exatidão as variações que ocorrem ao longo do espaço e tempo. No entanto, estes modelos, por se basearem na solução de equações diferenciais parciais, envolvem geralmente custos computacionais bastante elevados. Desta forma, em aplicações de engenharia, muitas vezes se torna mais interessante utilizar modelos simplificados. Estes modelos, apesar de não possuírem a

riqueza de resultados associada aos modelos mais complexos, permitem avaliar de forma rápida diversas grandezas de interesse.

Em transferência de calor, o método da capacitância concentrada é geralmente associado aos processos de condução transiente de calor (OZISIK, 1993). Quando a resistência térmica no interior de um sólido é muito menor do que a resistência térmica à convecção em suas extremidades, muitas vezes pode-se considerar que o gradiente de temperatura é desprezível ao longo do sólido. Neste caso, um problema de condução transiente de calor pode ser resolvido através de uma equação diferencial ordinária.

No que diz respeito à análise térmica de compressores, a aplicação do método da capacitância concentrada permite associar cada componente/elemento em análise a apenas um valor de temperatura. Existem componentes nos quais esta simplificação não se mostra tão prejudicial, como por exemplo, no óleo presente no cárter. No entanto, outros componentes poderão ter uma variação espacial de temperatura significativa, que não pode ser prevista por modelos com este nível de simplificação. No presente trabalho, o método de parâmetros concentrados foi utilizado no desenvolvimento dos modelos térmicos que são descritos a seguir: o modelo global simplificado (MGS) e o modelo global de rede térmica (MGRT). Este tipo de modelos caracteriza-se por diversos balanços de energia que envolvem diferentes componentes do compressor, e que visam caracterizá-lo como um todo. Os modelos globais descritos neste trabalho são calibrados utilizando dados experimentais.

5.3 Modelo global simplificado - MGS

Nesta seção é apresentado o modelo global simplificado (MGS) para a previsão da distribuição temperatura do compressor. Este modelo permite a obtenção não só da temperatura de sucção, mas também da temperatura de outros componentes do compressor. Inicialmente, é apresentado o equacionamento matemático que caracteriza o modelo. Após esta etapa, são discutidos os aspectos relacionados ao procedimento de calibração do modelo. Terminando esta seção, o processo de simulação térmica é analisado, procedendo-se também à comparação dos resultados com os obtidos experimentalmente.

5.3.1 Sistema de equações do balanço de energia

No MGS, os componentes escolhidos para o balanço são os seguintes: ambiente de sucção (1), câmara de compressão (2), ambiente

de descarga (3), óleo (4), motor (5) e carcaça (6). Na Figura 5.8 é apresentado um esquema do compressor em análise, tendo-se destacado as regiões onde foram aplicados os balanços de energia do MGS e as interações térmicas entre componentes. Possíveis refluxos ou vazamentos que possam ocorrer nas câmaras de sucção e descarga foram desprezados. Esta consideração é aceitável, visto que análises preliminares mostraram que o vazamento da câmara de sucção do elemento de compressão para a o ambiente de sucção do compressor é desprezível, principalmente em altas rotações. Além disto, a clara separação entre o ambiente de sucção e o de descarga do compressor evita que gás na pressão e temperatura de descarga retorne diretamente ao ambiente de sucção do compressor. Conforme já discutido, os vazamentos ocorrem entre as câmaras em diferentes pressões no interior do elemento de compressão.

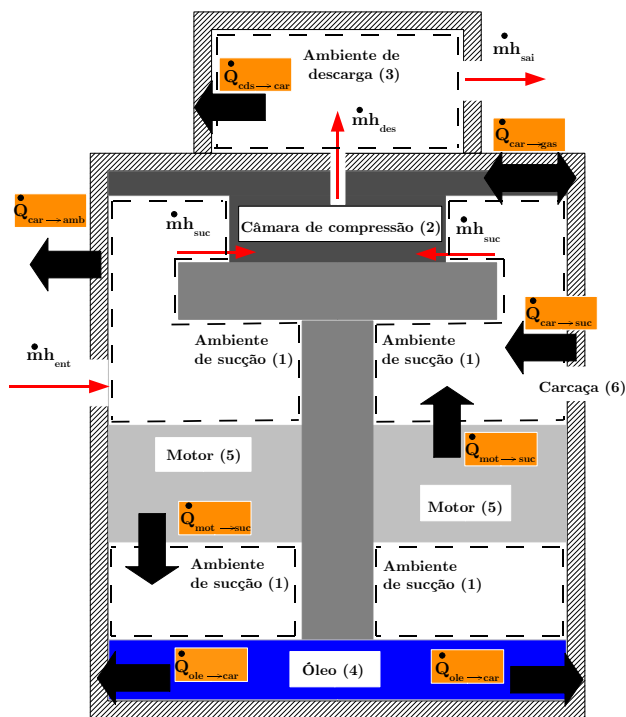


Figura 5.8 – Representação esquemática das interações térmicas no MGS.

O balanço de energia para o ambiente de sucção do compressor é dado por:

$$\dot{m}h_{ent} + \dot{Q}_{mot \rightarrow suc} + \dot{Q}_{car \rightarrow suc} = \dot{m}h_{suc}, \quad (5.16)$$

onde m é a vazão mássica, h_{ent} é a entalpia específica do fluido refrigerante na entrada do compressor, $\dot{Q}_{mot \rightarrow suc}$ é a taxa de transferência de calor entre o motor e o fluido de sucção, $\dot{Q}_{car \rightarrow suc}$ é a taxa de transferência de calor entre a carcaça e o fluido de sucção e h_{suc} é a entalpia específica do fluido refrigerante no momento em que este é admitido pelo elemento de compressão. O balanço de energia acima deixa claro que, no presente modelo, apenas o motor e a carcaça são diretamente responsáveis pelo superaquecimento do fluido de sucção.

O balanço de energia na câmara de compressão é realizado apenas com o intuito de obter a taxa líquida de transferência de calor durante o processo. Este balanço é dado por:

$$\dot{W}_{pv} + \dot{m}h_{suc} + \dot{Q}_{car \rightarrow gas} = \dot{m}h_{des}, \quad (5.17)$$

onde \dot{W}_{pv} é a potência indicada, $\dot{Q}_{car \rightarrow gas}$ é a taxa de transferência de calor absorvida pelo gás durante o ciclo de compressão e h_{des} é a entalpia específica do fluido refrigerante no momento em que este é descarregado pelo elemento de compressão.

O balanço de energia no ambiente de descarga do compressor é dado por:

$$\dot{m}h_{des} = \dot{m}h_{sai} + \dot{Q}_{cds \rightarrow car}, \quad (5.18)$$

onde h_{sai} é a entalpia específica do fluido refrigerante na saída do compressor e $\dot{Q}_{cds \rightarrow car}$ é a taxa de transferência de calor entre o ambiente de descarga e a carcaça.

Já o balanço de energia na carcaça, que integra os diversos componentes do compressor, é dado por:

$$\dot{Q}_{ole \rightarrow car} + \dot{Q}_{cds \rightarrow car} = \dot{Q}_{car \rightarrow gas} + \dot{Q}_{car \rightarrow suc} + \dot{Q}_{car \rightarrow amb}, \quad (5.19)$$

onde $\dot{Q}_{ole \rightarrow car}$ é a taxa de transferência de calor entre o óleo e a carcaça e $\dot{Q}_{car \rightarrow amb}$ é a perda de calor do compressor para o ambiente externo.

Conforme já discutido, em compressores herméticos a dissipação de energia por perda mecânica contribui para o aquecimento dos diversos componentes. No MGS, considerou-se que toda a energia dissipada por perda mecânica é absorvida pelo óleo lubrificante. O óleo lubrificante,

por sua vez, troca calor com a carcaça do compressor. Desta forma, balanço de energia relacionado ao óleo lubrificante é dado por:

$$\dot{Q}_{mec} = \dot{Q}_{ole \rightarrow car}. \quad (5.20)$$

De forma similar ao que é feito para o óleo, no MGS a dissipação de energia por perda elétrica é direcionada ao motor elétrico, que por sua vez troca calor com o fluido refrigerante que entra no compressor. Assim, o balanço de energia no motor elétrico é dado por:

$$\dot{Q}_{ele} = \dot{Q}_{mot \rightarrow suc}. \quad (5.21)$$

Todas as taxas de transferência de calor, exceto a que ocorre no interior da câmara de compressão, são representadas através de coeficientes de condutância global. As taxas de transferência de calor referentes ao superaquecimento do gás de sucção são expressas através das seguintes expressões:

$$\dot{Q}_{mot \rightarrow suc} = (UA)_{mot \rightarrow suc} \left(T_{mot} - \frac{T_{ent} + T_{suc}}{2} \right), \quad (5.22)$$

$$\dot{Q}_{car \rightarrow suc} = (UA)_{car \rightarrow suc} \left(T_{car} - \frac{T_{ent} + T_{suc}}{2} \right). \quad (5.23)$$

As diferenças de temperatura utilizadas nas Equações 5.22 e 5.23 relacionam a temperatura da carcaça e do motor com uma temperatura média do ambiente de sucção do compressor. Um procedimento similar é adotado para estimar a taxa de transferência de calor entre a câmara de descarga e a carcaça do compressor, que é dada por:

$$\dot{Q}_{c ds \rightarrow car} = (UA)_{c ds \rightarrow car} \left(\frac{T_{des} + T_{sai}}{2} - T_{car} \right). \quad (5.24)$$

A transferência de calor entre o óleo e a carcaça, e entre a carcaça e o ambiente externo são dados por:

$$\dot{Q}_{ole \rightarrow car} = (UA)_{ole \rightarrow car} (T_{ole} - T_{car}), \quad (5.25)$$

$$\dot{Q}_{car \rightarrow amb} = (UA)_{car \rightarrow amb} (T_{car} - T_{amb}). \quad (5.26)$$

No presente modelo, as potências mecânica e elétrica são obtidas através das eficiências mecânica e elétrica, conforme observado nas Equações 5.27 e 5.28.

$$\dot{W}_{ele} = \frac{\dot{W}_{pv}}{\eta_{mec}\eta_{ele}}. \quad (5.27)$$

$$\dot{W}_{mec} = \frac{\dot{W}_{pv}}{\eta_{mec}}. \quad (5.28)$$

Os termos que representam a dissipação elétrica e mecânica são dados:

$$\dot{Q}_{ele} = \dot{W}_{ele} - \dot{W}_{mec} \quad (5.29)$$

e

$$\dot{Q}_{mec} = \dot{W}_{mec} - \dot{W}_{pv}. \quad (5.30)$$

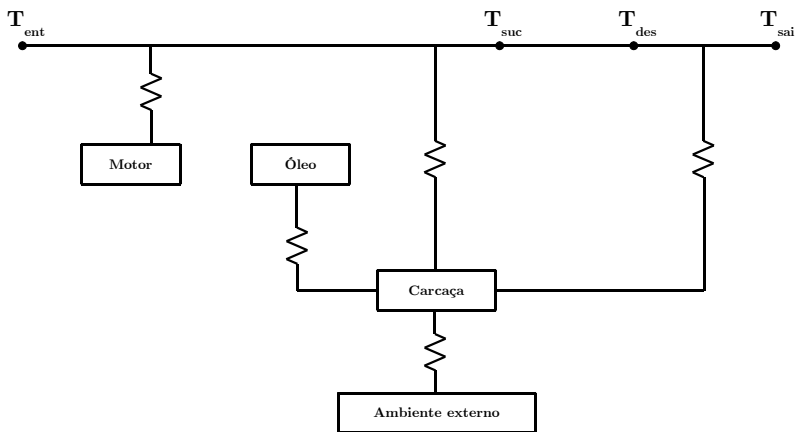


Figura 5.9 – Relação entre componentes no MGS.

A interação entre os componentes no modelo global simplificado é representada pela Figura 5.9. As resistências térmicas representam os

coeficientes de condutância global que foram apresentados nas equações anteriores. A Figura 5.9 ilustra também o trajeto do fluido refrigerante no interior do compressor, e suas interações térmicas com os diversos componentes.

5.3.2 Balanço térmico

A complexa interação térmica entre os diversos componentes do compressor, associada ao escoamento do gás através de geometrias complicadas, torna bastante difícil a utilização de correlações da literatura para avaliar a transferência de calor associada (CHEN *et al.*, 2002b). Desta forma, optou-se por realizar a calibração experimental do modelo global simplificado, procedimento este denominado balanço térmico. O procedimento consiste em calcular os coeficientes de condutância global (UA) para uma distribuição de temperatura obtida de medições.

No presente modelo, o balanço térmico permite calcular os seguintes coeficientes de condutância global: $(UA)_{mot \rightarrow suc}$, $(UA)_{car \rightarrow suc}$, $(UA)_{ole \rightarrow car}$, $(UA)_{cda \rightarrow car}$ e $(UA)_{car \rightarrow amb}$. Estes coeficientes são obtidos através dos balanços representados pelas equações 5.16 e 5.18 a 5.21. Nas equações citadas, os termos de transferência de calor são substituídos pelas expressões dadas nas equações 5.22 a 5.26, de forma que a distribuição de temperatura medida em testes experimentais seja utilizado para calcular os coeficientes de condutância global. Na solução do sistema linear obtido foram utilizadas equações de estado para gás real, e todas as propriedades termodinâmicas foram obtidas através de bibliotecas do software Refprop (NIST, 2007). O sistema linear foi resolvido pelo método de decomposição LU, disponível em Press *et al.* (2007).

As eficiências elétrica e mecânica utilizadas no processo de calibração são apresentadas no apêndice B.1. A temperatura de descarga e a potência indicada para calibração foram obtidas a partir do modelo de Pereira (2012) pois estes dados não foram medidos experimentalmente. O modelo de ciclo de compressão foi também utilizado para obter a vazão mássica utilizada na calibração do MGS, apesar de esta ter sido medida durante os experimentos. Diferenças da ordem de 5% foram encontradas entre a vazão mássica medida e a calculada numericamente. A correta determinação da vazão mássica de calibração é de fundamental importância nos modelos globais, pois seu valor tem um impacto significativo sobre os coeficientes de condutância global (Figura 5.10). Alguns aspectos que podem explicar as diferenças encontradas entre a vazão mássica medida e a numérica são a dimensão

da folga entre as espiras, o dado experimental de temperatura de sucção utilizado para calcular a vazão numérica, as condições de contorno de transferência de calor na câmara de compressão e os efeitos transientes sobre o processo de sucção do gás (PEREIRA, 2012).

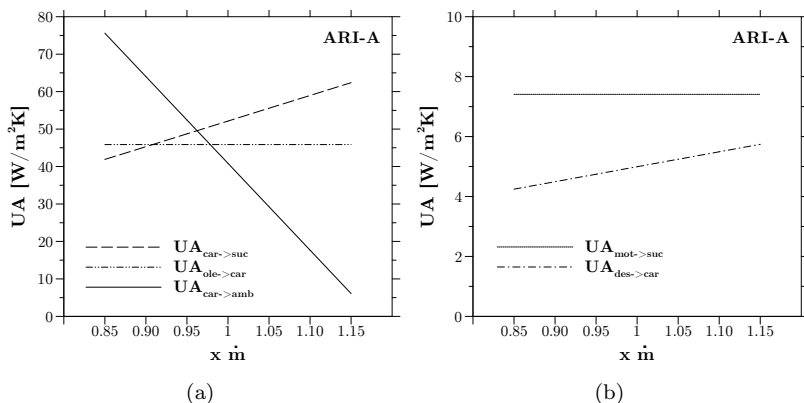


Figura 5.10 – Influência da vazão mássica sobre o cálculo dos coeficientes de condutância global do MGS.

Coefficients of global conductance were obtained for the tests with the carriage B (Tests 9 to 20). After the obtention of the global conductance coefficients, curves for the UA s were adjusted as a function of the pressures and the rotation of the compressor. Only the global conductance coefficients referring to the conditions ARI-A, ARI-C and ARI-F and rotations of 8000 and 10000 rpm (Tests 9 to 12, 15 and 16). The objective is to evaluate two points:

- Analisar se as curvas ajustadas permitem prever com acurácia a distribuição de temperatura da condição ARI-B (Testes 13 e 14), que tem a mesma temperatura de evaporação das testes utilizados no ajuste;
- Analisar se as curvas ajustadas permitem prever de forma satisfatória a distribuição de temperatura nas condições ARI-D e ARI-G (Testes 17 a 20), correspondentes a temperaturas de evaporação diferentes das referentes aos testes utilizados no ajuste.

5.3.3 Simulação térmica e validação

O procedimento de simulação térmica diz respeito à obtenção de um determinado campo de temperatura através dos coeficientes de condutância global previamente calculados. No caso do modelo em análise, tem-se 6 incógnitas de temperatura, a saber: temperatura de sucção (T_{suc}), a temperatura de descarga (T_{des}), a temperatura de saída do gás (T_{sai}), a temperatura da carcaça (T_{car}), a temperatura do óleo (T_{ole}) e a temperatura do motor (T_{mot}). As temperaturas do óleo e do motor elétrico são obtidas diretamente a partir das perdas mecânicas e elétricas, respectivamente. O sistema a ser resolvido para a obtenção das 4 outras temperaturas é dado pelas Equações 5.16 a 5.19.

O programa de simulação do ciclo de compressão fornece os dados necessários para a realização da simulação térmica. Em função da dependência da entalpia em relação à temperatura, obtém-se um sistema não linear de equações que foi resolvido utilizando o método de Newton-Raphson conforme disposto em Press *et al.* (2007). Da mesma forma como foi procedido para o balanço térmico, foram consideradas equações de estado para gás real, e todas as propriedades termodinâmicas foram obtidas através de bibliotecas do software Refprop (NIST, 2007). As eficiências mecânica e elétrica foram estimadas utilizando os modelos simplificados apresentados no apêndice B.3.1. De forma similar ao modelo de escoamento simplificado, o modelo de simulação térmica é adotado a cada final de ciclo de compressão. Desta forma, o procedimento acoplado de solução é similar ao apresentado na Figura 5.4.

A Tabela 5.3 apresenta a comparação dos resultados experimentais com os obtidos através do modelo global na condição ARI-B. Na coluna dos “UAs calibrados”, utilizaram-se para realizar a simulação térmica os coeficientes de condutância global obtidos através do balanço térmico. Já na coluna dos “UAs ajustados”, utilizaram-se os coeficientes de condutância global calculados a partir das curvas ajustadas em função da razão de pressão e rotação do compressor. As tabelas referentes aos demais testes são apresentadas no apêndice B.3.2.

Em relação à comparação de resultados apresentada na Tabela 5.3, observa-se que tanto os coeficientes de condutância global calibrados, calculados através do procedimento de balanço térmico, quanto os ajustados através de curvas, fornecem resultados bastante próximos aos utilizados para calibração. A grande vantagem de se utilizar as curvas de ajuste é que a cada simulação térmica, o programa calcula os coeficientes de condutância global adequados, não havendo desta forma necessidade de se realizar novo procedimento de balanço térmico para

Tabela 5.3 – Comparação dos resultados do MGS com os dados de calibração para condição ARI-B

Velocidade	Temperaturas	Exp. [°C]	UAs calibrados [°C]	UAs ajustados [°C]
8000 rpm	T_{suc}	43.2	43.2	42.7
	T_{des}	105.3	105.3	104.7
	T_{sai}	95.2	95.3	94.8
	T_{ole}	55.1	55.1	54.1
	T_{mot}	52.6	52.7	51.7
	T_{car}	43.1	43.1	42.4
10000 rpm	T_{suc}	42.4	42.5	42.9
	T_{des}	105.3	105.2	105.6
	T_{sai}	97.1	97.0	97.5
	T_{ole}	56.9	57.1	56.1
	T_{mot}	53.5	53.6	53.2
	T_{car}	43.4	43.5	42.9

simular a condição desejada. Os resultados apresentados no apêndice B.3.2 mostram que a simulação térmica realizada utilizando coeficientes de condutância global calculados a partir das curvas ajustadas permite prever com excelente concordância a distribuição de temperatura na condição de evaporação de 7,2 °C. Já para as demais temperaturas de evaporação, a concordância encontrada não é tão boa, especialmente para a condição ARI-D e para as temperaturas do óleo, motor e carcaça.

5.4 Modelo global de rede térmica - MGRT

O modelo global de rede térmica (MGRT), a ser descrito em seguida, é similar em termos de calibração e resolução ao modelo global simplificado apresentado na seção anterior. No entanto, algumas diferenças importantes devem ser assinaladas:

- **Número de componentes:** o modelo possui volumes de controle aplicados em 9 componentes. Naturalmente, a utilização de mais componentes aproxima o modelo da física real do problema, apesar de trazer algumas desvantagens que serão comentadas.
- **Diferença de temperatura nas câmaras:** a interação térmica entre alguns componentes é avaliadas através de diferenças de

temperatura logarítmicas. Este procedimento permite, a princípio, avaliar diferenças de temperatura fisicamente mais coerentes.

- **Tratamento de perdas mecânicas:** as perdas mecânicas são descritas de forma fracionada, sendo que cada parcela das perdas mecânicas é associada a um determinado componente. Isto permite uma melhor distribuição das perdas associadas ao atrito, que no modelo global simplificado são totalmente direcionadas ao óleo.

5.4.1 Sistema de equações do balanço de energia

Os componentes considerados no modelo global de rede térmica são: ambiente de sucção (1), câmara de compressão (2), ambiente de descarga (3), óleo (4), motor (5), *frame* (6), espira fixa (7), tampa (8) e carcaça inferior (9). Estes componentes e suas interações térmicas são ilustrados na Figura 5.11. Em relação ao modelo global simplificado, foram adicionadas a tampa, a espira fixa e a região do bloco, que aloja a espira móvel e é usualmente chamada de *frame*.

Cada elemento apontado acima possui uma equação de balanço de energia. O balanço no ambiente de sucção do compressor é dado por:

$$\begin{aligned} \dot{m}h_{ent} + \dot{Q}_{mot \rightarrow suc} + \dot{Q}_{ole \rightarrow suc} + \\ \dot{Q}_{car \rightarrow suc} + \dot{Q}_{fra \rightarrow suc} = \dot{m}h_{suc}, \end{aligned} \quad (5.31)$$

onde $\dot{Q}_{ole \rightarrow suc}$ é a taxa de transferência de calor entre o óleo e o fluido de sucção e $\dot{Q}_{fra \rightarrow suc}$ é a taxa de transferência de calor entre o *frame* e o fluido de sucção. Neste modelo, além da carcaça e do motor, o óleo e o *frame* são também diretamente responsáveis pelo superaquecimento do fluido de sucção.

No MGRT, o *frame* do compressor tem uma forte interação com as perdas mecânicas e com o fluido de sucção. O balanço de energia deste componente é dado por:

$$\frac{\dot{Q}_{esc}}{2} + \frac{\dot{Q}_{scr}}{2} + \dot{Q}_{old} + \dot{Q}_{exc} = \dot{Q}_{fra \rightarrow suc} + \dot{Q}_{fra \rightarrow gas}, \quad (5.32)$$

onde $\dot{Q}_{fra \rightarrow gas}$ é a taxa de transferência de calor entre o *frame* e o gás sendo comprimido. Já \dot{Q}_{esc} , \dot{Q}_{scr} , \dot{Q}_{old} e \dot{Q}_{exc} são, respectivamente, as perdas mecânicas no mancal de escora, no flanco das espiras, no

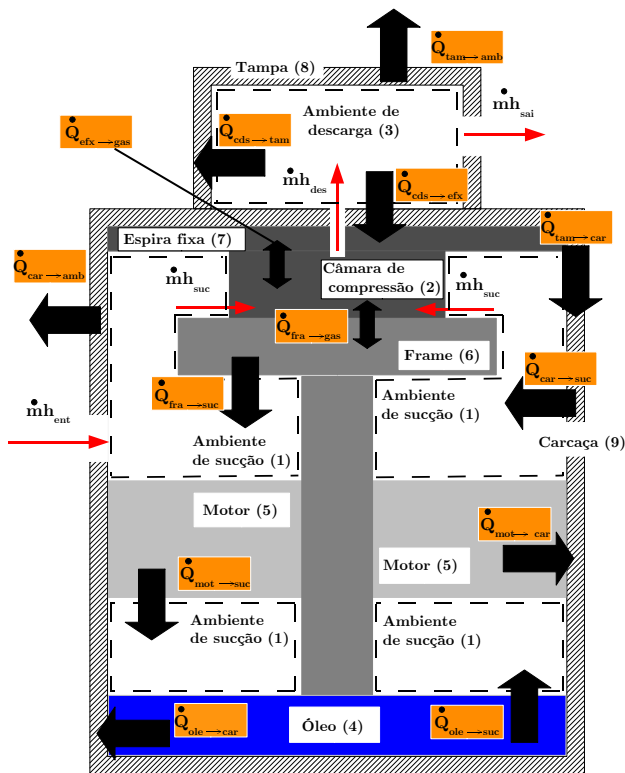


Figura 5.11 – Representação esquemática das interações térmicas no MGRT.

anel de *oldham* e no eixo do excêntrico. Estes componentes são ilustrados no capítulo introdutório, nas Figuras 1.3 e 1.4. Apenas metade da dissipação mecânica no mancal de escora e no flanco das espiras é direcionada ao *frame*. O restante da perda mecânica que ocorre no mancal de escora é considerado no balanço de energia referente ao óleo, ao passo que a dissipação mecânica no flanco das espiras é também considerado no balanço de energia referente à espira fixa. Ambos balanços serão apresentados adiante.

O balanço de energia na câmara de compressão é dado por:

$$\dot{W}_{pv} + \dot{m}h_{suc} + \dot{Q}_{efx \rightarrow gas} + \dot{Q}_{fra \rightarrow gas} = \dot{m}h_{des}, \quad (5.33)$$

onde $\dot{Q}_{efx \rightarrow gas}$ é a taxa de transferência de calor entre o gás sendo comprimido e a espira fixa.

No ambiente de descarga, o balanço de energia é dado por:

$$\dot{m}h_{des} = \dot{m}h_{sai} + \dot{Q}_{cds \rightarrow tam} + \dot{Q}_{cds \rightarrow efx}, \quad (5.34)$$

onde $\dot{Q}_{cds \rightarrow tam}$ é a taxa de transferência de calor entre o gás presente no ambiente de descarga e a tampa e $\dot{Q}_{cds \rightarrow efx}$ é a taxa de transferência de calor entre o gás presente no ambiente de descarga e a espira fixa.

O balanço de energia na tampa do compressor é dado por:

$$\dot{Q}_{cds \rightarrow tam} = \dot{Q}_{tam \rightarrow amb} + \dot{Q}_{tam \rightarrow car}, \quad (5.35)$$

onde $\dot{Q}_{tam \rightarrow amb}$ é a taxa de transferência de calor entre a tampa do compressor e o ambiente externo e $\dot{Q}_{tam \rightarrow car}$ é a taxa de transferência de calor entre a tampa do compressor e a carcaça.

O balanço na espira fixa do compressor é dado por:

$$\frac{\dot{Q}_{scr}}{2} + \dot{Q}_{cds \rightarrow efx} = \dot{Q}_{efx \rightarrow car} + \dot{Q}_{efx \rightarrow gas}, \quad (5.36)$$

onde $\dot{Q}_{efx \rightarrow car}$ é a taxa de transferência de calor entre a espira fixa e a carcaça.

O balanço de energia no óleo é dado por:

$$\dot{Q}_{exo} + \frac{\dot{Q}_{esc}}{2} = \dot{Q}_{ole \rightarrow suc} + \dot{Q}_{ole \rightarrow car}, \quad (5.37)$$

onde \dot{Q}_{exo} é a perda mecânica no eixo do motor. Conforme pode ser observado pelas Equações 5.32, 5.36 e 5.37, no MGRT a dissipação de energia por perda mecânica é fracionada entre o *frame*, a espira fixa e o óleo.

O balanço de energia no motor elétrico é dado por:

$$\dot{W}_{ele} - \dot{W}_{mec} = \dot{Q}_{mot \rightarrow suc} + \dot{Q}_{mot \rightarrow car}. \quad (5.38)$$

Para finalizar, é necessário um balanço que integre todos os outros balanços. Para tal, utilizou-se o balanço de energia na carcaça do compressor, dado por:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{tam \rightarrow car} + \dot{Q}_{ole \rightarrow car} + \dot{Q}_{mot \rightarrow car} + \dot{Q}_{efx \rightarrow car} \\ = \dot{Q}_{car \rightarrow amb} + \dot{Q}_{car \rightarrow suc}. \end{aligned} \quad (5.39)$$

As taxas de transferência de calor nas Equações 5.31 a 5.39 são expressas através de coeficientes de condutância global e uma diferença de temperatura. Neste modelo, para algumas interações térmica optou-se por utilizar diferenças de temperatura logarítmicas:

$$\dot{Q}_{mot \rightarrow suc} = (UA)_{mot \rightarrow suc} \left[\frac{T_{suc} - T_{ent}}{\ln \left(\frac{T_{mot} - T_{ent}}{T_{mot} - T_{suc}} \right)} \right], \quad (5.40)$$

$$\dot{Q}_{ole \rightarrow suc} = (UA)_{ole \rightarrow suc} \left[\frac{T_{suc} - T_{ent}}{\ln \left(\frac{T_{ole} - T_{ent}}{T_{ole} - T_{suc}} \right)} \right], \quad (5.41)$$

$$\dot{Q}_{car \rightarrow suc} = (UA)_{car \rightarrow suc} \left[\frac{T_{suc} - T_{ent}}{\ln \left(\frac{T_{car} - T_{ent}}{T_{car} - T_{suc}} \right)} \right], \quad (5.42)$$

$$\dot{Q}_{fra \rightarrow suc} = (UA)_{fra \rightarrow suc} \left[\frac{T_{suc} - T_{ent}}{\ln \left(\frac{T_{fra} - T_{ent}}{T_{fra} - T_{suc}} \right)} \right], \quad (5.43)$$

$$\dot{Q}_{cde \rightarrow tam} = (UA)_{cde \rightarrow tam} \left[\frac{T_{des} - T_{sai}}{\ln \left(\frac{T_{tam} - T_{des}}{T_{tam} - T_{sai}} \right)} \right], \quad (5.44)$$

$$\dot{Q}_{c ds \rightarrow e f x} = (UA)_{c ds \rightarrow e f x} \left[\frac{T_{des} - T_{sai}}{\ln \left(\frac{T_{efx} - T_{des}}{T_{efx} - T_{sai}} \right)} \right]. \quad (5.45)$$

Espera-se que as diferenças de temperatura média logarítmica exprimam com maior exatidão os fenômenos físicos que ocorrem no interior do compressor, já que as mesmas simbolizam uma diferença média de temperatura entre o fluido sendo aquecido/resfriado e o componente que promove o aquecimento/resfriamento. As taxas de transferência de calor associadas a diferenças de temperaturas aritméticas são dadas por:

$$\dot{Q}_{ole \rightarrow car} = (UA)_{ole \rightarrow car} (T_{ole} - T_{car}), \quad (5.46)$$

$$\dot{Q}_{mot \rightarrow car} = (UA)_{mot \rightarrow car} (T_{mot} - T_{car}), \quad (5.47)$$

$$\dot{Q}_{tam \rightarrow amb} = (UA)_{tam \rightarrow amb} (T_{tam} - T_{amb}), \quad (5.48)$$

$$\dot{Q}_{tam \rightarrow car} = (UA)_{tam \rightarrow car} (T_{tam} - T_{car}), \quad (5.49)$$

$$\dot{Q}_{car \rightarrow amb} = (UA)_{car \rightarrow amb} (T_{car} - T_{amb}). \quad (5.50)$$

No MGRT, a potência mecânica é calculada da seguinte forma:

$$\dot{W}_{mec} = \dot{W}_{pv} + \dot{Q}_{exc} + \dot{Q}_{exo} + \dot{Q}_{scr} + \dot{Q}_{esc}. \quad (5.51)$$

A partir da potência mecânica, calcula-se a potência elétrica, dada por:

$$\dot{W}_{ele} = \frac{\dot{W}_{ele}}{\eta_{ele}}. \quad (5.52)$$

Os termos referentes à troca de calor entre o gás sendo comprimido e o *frame* e espira fixa são dados por:

$$\dot{Q}_{fra \rightarrow gas} = \frac{\dot{Q}_{cam}}{2} \quad (5.53)$$

e

$$\dot{Q}_{efx \rightarrow gas} = \frac{\dot{Q}_{cam}}{2}, \quad (5.54)$$

onde \dot{Q}_{cam} é a taxa líquida de transferência de calor durante o processo de compressão.

A interação entre os componentes no modelo global de rede térmica é representada pela Figura 5.12. Observa-se que, em comparação com o modelo global simplificado, existe uma interação maior entre os diversos componentes do compressor, introduzindo assim mais representação física na solução do problema.

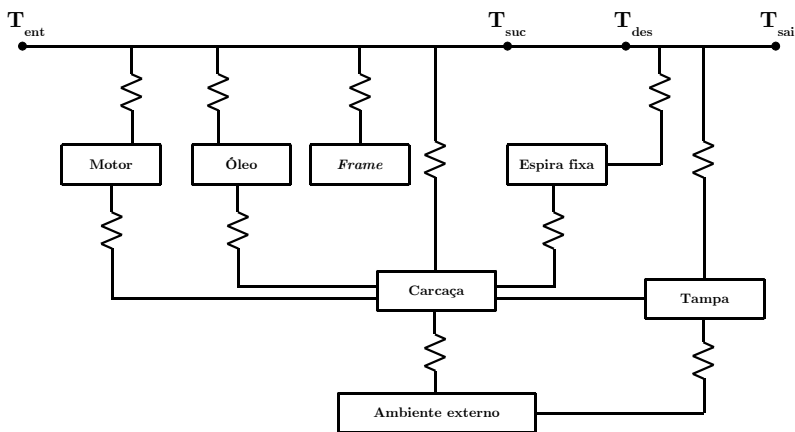


Figura 5.12 – Relação entre componentes no modelo global de rede térmica.

5.4.2 Balanço térmico

Da forma similar ao procedimento adotado no MGS, a distribuição de temperatura do compressor medida experimentalmente e apresentada no capítulo 4 foi utilizada para calcular os coeficientes de condutância global referentes ao MGRT.

Duas temperaturas necessárias para calibração não foram medidas

ou obtidas numericamente. A temperatura da espira fixa foi determinada utilizando a média aritmética entre a menor temperatura e a maior temperatura da espira fixa, segundo os limites deduzidos a partir do trabalho de Jang e Jeong (2006). A temperatura do *frame* foi calculada através da média entre a temperatura da espira fixa e a temperatura do óleo presente no cárter.

Substituindo as expressões que representam a troca de energia entre dois componentes nos balanços térmicos onde estas equações são necessárias, obtém-se um sistema com 8 equações, composto pelos balanços no ambiente de sucção (Equação 5.31), no *frame* (Equação 5.32), no ambiente de descarga (Equação 5.34), na tampa (Equação 5.35) na espira fixa (Equação 5.36), no óleo (Equação 5.37), no motor (Equação 5.38) e na carcaça do compressor (Equação 5.39). No entanto, nas equações citadas existem 12 coeficientes de condutância global a ser calculados. Desta forma, são necessárias 4 equações para o fechamento do problema.

As equações necessárias caracterizam a quantidade de calor que determinados componentes trocam com cada um dos componentes com o quais interagem termicamente. No caso do motor elétrico (Equação 5.38), por exemplo, é necessária uma equação auxiliar para determinar, da quantidade total de calor dissipada pelo motor elétrico, que parcela é transferida para o gás de sucção e que parcela é trocada com a carcaça. Estas equações auxiliares que determinam as frações de calor são também necessárias para o óleo, para o gás no ambiente de descarga e para a tampa.

No que diz respeito às frações de calor no motor, considerou-se que 30% do calor do motor é enviado para o gás de sucção na rotação de 10000 rpm, e 40% de calor para o gás de sucção na rotação de 8000 rpm, sendo o restante direcionado à carcaça. Estas frações foram determinadas considerando-se as áreas de interação entre o motor e os componentes e através de testes preliminares do modelo de simulação térmica. A variação deste coeficiente influencia de forma direta os coeficientes de condutância global relacionados com o motor.

As frações a serem utilizadas no óleo mostraram-se um problema de difícil ajuste, visto que a simulação térmica com curvas ajustadas de coeficientes de condutância global se mostrou bastante sensível às frações de calor adotadas no procedimento de balanço térmico. Para calibrar o modelo, foram utilizadas frações entre 50 e 60% em direção à sucção para 8000 rpm, e entre 25 e 30% em direção à sucção para a rotação de 10000 rpm, sendo o restante direcionado à carcaça.

No que se refere à tampa do compressor, a mesma está sujeita

a uma troca de calor com o ambiente externo, representada através um coeficiente convectivo de transferência de calor. Este coeficiente, já avaliado no modelo de escoamento simplificado, é da ordem de $20 \text{ W/m}^2\text{K}$. Com base nesse dado, definiu-se que 40% do calor absorvido pela tampa é perdido através da carcaça, ao passo que os outros 60% são trocados com a região da carcaça inferior.

Em relação às frações de calor no ambiente de descarga, utilizou-se simulações CFD, apresentadas de forma sucinta no apêndice A da presente dissertação. A simulação permitiu obter a variação de temperatura entre o orifício de descarga do compressor e o passador de descarga, além de fornecer dados relacionados às taxas de transferência de calor envolvidas. Além de dar mais segurança em relação aos dados de temperatura de descarga obtidos numericamente, a simulação permitiu analisar a quantidade de energia que flui para as diversas paredes da câmara de descarga, nas diferentes condições de operação. Observou-se que cerca de 30% do calor perdido pelo gás no ambiente de descarga flui em direção à base da espira fixa, ao passo que cerca de 70% da energia é absorvida pela lateral e topo da tampa.

Tirando o ambiente de descarga, uma análise mais profunda seria necessária para se estipular com mais segurança as frações de calor no interior de cada um dos componentes. No entanto, esta análise mais criteriosa foge do escopo do presente trabalho, pelo que os valores dispostos acima se mostram satisfatórios por permitirem uma análise do desempenho do modelo.

Da mesma maneira que foi feito para o modelo global simplificado, os coeficientes de condutância global foram calculados e posteriormente parte deles (ARI-F, ARI-C e ARI-A) foi utilizada para ajustar uma curva em função da rotação e da razão de pressão.

5.4.3 Simulação térmica e validação

O procedimento de simulação térmica diz respeito à obtenção da distribuição de temperatura temperatura através dos coeficientes de condutância global previamente calculados. No caso do modelo em análise, tem-se 9 incógnitas de temperatura, a saber: temperatura de sucção (T_{suc}), a temperatura de descarga (T_{des}), a temperatura de saída do gás (T_{sai}), a temperatura do frame (T_{fra}), a temperatura representativa da espira fixa (T_{efx}), a temperatura da tampa (T_{tam}), a temperatura da carcaça (T_{car}), a temperatura do óleo (T_{ole}) e a temperatura do motor (T_{mot}). O sistema a ser resolvido é dado pelas equações 5.31 a 5.39.

O processo de simulação do campo de temperatura, os parâmetros de entrada e os modelos de perda elétrica e mecânica (Apêndice B.3.1) utilizados são similares ao processo previamente descrito para o modelo global simplificado. No que diz respeito à solução do sistema não linear, apesar da complexidade matemática um pouco maior, principalmente no que diz respeito à obtenção das derivadas necessárias para a resolução do sistema não linear (PRESS *et al.*, 2007), não foram encontradas dificuldades de convergência. O processo de acoplamento com o modelo de simulação do processo de compressão é similar aos modelos previamente descritos, e pode ser consultado na Figura 5.4.

Tabela 5.4 – Comparação dos resultados do MGRT com os dados de calibração para condição ARI-B.

Velocidade	Temperatura	Exp. [°C]	UAs calibrados [°C]	UAs ajustados [°C]
8000 rpm	T_{suc}	43.2	43.3	42.5
	T_{des}	105.3	105.3	104.5
	T_{sai}	95.2	95.3	95.0
	T_{ole}	55.1	55.1	54.0
	T_{mot}	52.6	52.7	50.9
	T_{car}	45.9	46.0	44.6
	T_{fra}	65.9	66.4	67.6
	T_{efx}	76.7	77.1	76.7
	T_{tam}	72.6	72.6	71.5
10000 rpm	T_{suc}	42.4	42.6	42.6
	T_{des}	105.3	105.3	105.3
	T_{sai}	97.1	97.1	97.6
	T_{ole}	56.9	57.1	56.0
	T_{mot}	53.5	53.6	53.6
	T_{car}	46.8	47.0	46.1
	T_{fra}	66.6	67.6	66.4
	T_{efx}	76.3	77.1	77.8
	T_{tam}	73.9	74.0	73.9

A comparação entre os dados de calibração e os obtidos no MGRT são apresentados na Tabela 5.4 para a condição ARI-B. Observa-se que os resultados são novamente bastante próximos, provando o benefício de se utilizar as curvas ajustadas neste condição. De forma similar ao MGS, diferenças significativas foram novamente encontradas nas condições ARI-D e ARI-G (Apêndice B.3.2), demonstrando assim

que a simulação térmica utilizando o procedimento de ajuste de curvas para os coeficientes de condutância global só apresenta bons resultados se a simulação térmica for realizada na mesma temperatura de evaporação.

5.5 Resultados

Nesta seção são comparados os resultados obtidos pelo modelo de escoamento simplificado, global simplificado e global de rede térmica. No que diz respeito à temperatura de sucção os resultados obtidos pelos 3 modelos são comparados. Em relação às demais temperaturas, apenas os modelos globais são analisados. Os resultados são comparados na condição de temperatura de evaporação de 7,2 °C e uma temperatura de entrada no compressor de 18,3 °C. Em todos os casos, a temperatura ambiente é de 35 °C.

Em todos os modelos, foram utilizados os modelos simplificados de perda mecânica e elétrica dispostos no apêndice B.3.1. Para representar as perdas mecânicas, foram utilizados fatores de atrito correspondentes às medias dos valores referentes aos testes 9 a 16. Nos modelos globais os coeficientes de condutância global foram calculados através das curvas ajustadas.

5.5.1 Temperatura de sucção

Nos três modelos, é possível observar que nas rotações mais baixas ocorre um aumento maior da temperatura de sucção à medida que a razão de pressão aumenta. Isto acontece pois com o aumento da razão de pressão existe uma diminuição mais efetiva da vazão mássica nas rotações mais baixas, que está associada a uma maior influência dos vazamentos para estas velocidades. Nestas condições de alta razão de pressão e vazão mássica mais reduzida, os vazamentos tendem a aumentar significativamente a temperatura de descarga. Conforme já discutido, a temperatura no ambiente de descarga do compressor tem uma grande influência sobre a temperatura de sucção. Em outras palavras, o compressor como um todo fica mais quente quando opera em uma condição de elevada razão de pressão e baixa rotação. Já em razões de pressão menores, é interessante que o compressor funcione nas rotações mais baixas, visto que nestas condições os vazamentos possuem um impacto menor.

Dos três modelos, o MGS (Figura 5.14) é o que apresenta a variação de temperatura entre as razões de pressão extremas mais próxima ao

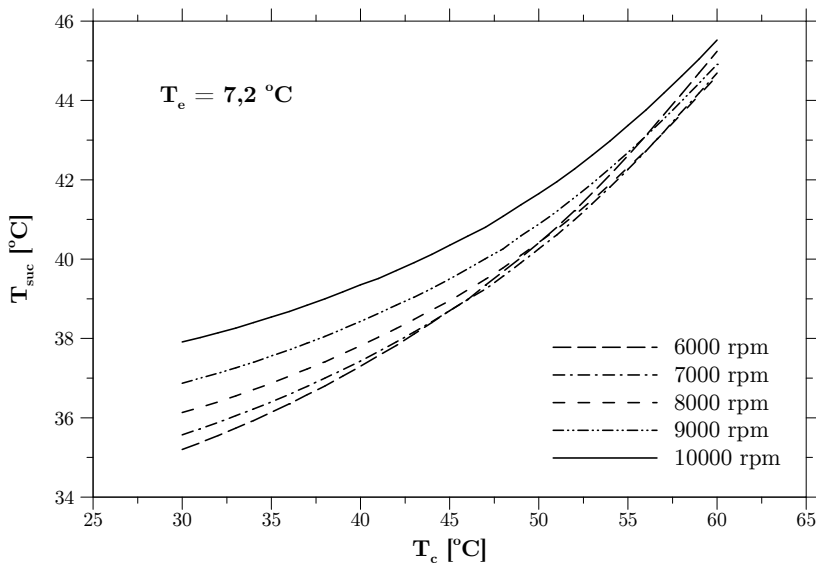


Figura 5.13 – MES: variação da temperatura de sucção com a temperatura de condensação para temperatura de evaporação de $7,2\text{ }^\circ\text{C}$.

observado nas medições efetuadas neste trabalho. O MGRT, apesar de estar mais próximo da realidade física da troca de energia no interior do compressor, apresenta certos problemas, principalmente nas condições de baixa temperatura de condensação (Figura 5.15). Em função da utilização de fatores de atrito médios na simulação, nestas condições a eficiência mecânica do compressor obtida a partir do modelo descrito na apêndice B.3.1 é ligeiramente menor do que a utilizada durante o processo de calibração (apêndice B.1). Como o MGRT é extremamente sensível às variações de eficiência mecânica, mais do que às de eficiência elétrica, observa-se uma redução não tão efetiva da temperatura de sucção na condição de baixa razão de pressão. Na condição de alta razão de pressão não se nota um aumento tão efetivo quanto o observado no modelo global, também em função da utilização de fatores de atrito médios. Para o MES (Figura 5.13), encontram-se também alguns problemas nas condições de baixa temperatura de condensação. Nestas condições de operação, o coeficiente de transferência de calor para o ambiente de sucção é muito baixo e, desta forma, a temperatura de sucção não atinge o valor esperado. Por outro lado, este aspecto pode também ser atribuído ao coeficiente de transferência

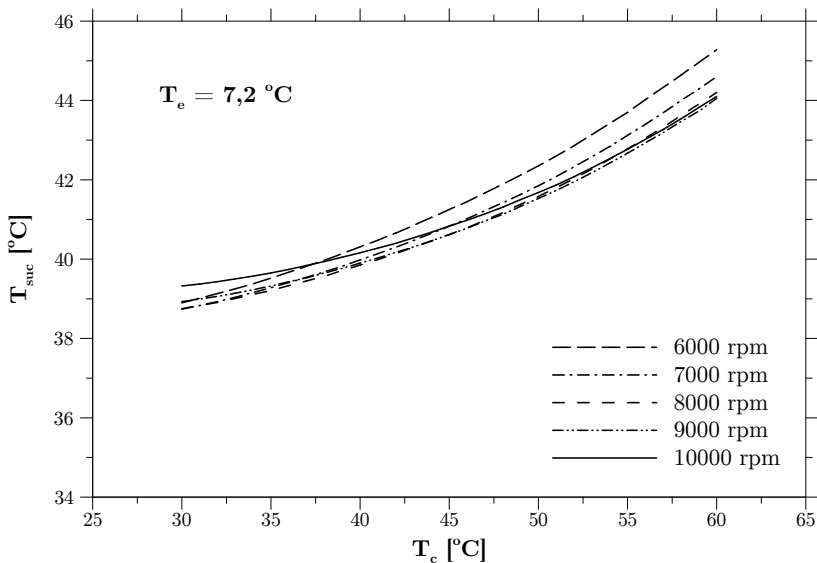


Figura 5.14 – MGS: variação da temperatura de sucção com a temperatura de condensação para temperatura de evaporação de 7,2 °C.

de calor no ambiente de descarga, que por ter um nível reduzido para aquela condição, não promove a transferência de calor entre o ambiente de descarga e a superfície fictícia que seria necessária para que a temperatura de sucção não tivesse uma redução tão efetiva. Isto dá uma indicação que diferentes correlações para outras geometrias deveriam ser testadas, de modo a avaliar qual delas seria a mais indicada em diversas condições de rotação e razão de pressão.

No modelo de rede térmica, em função da separação do compressor em mais componentes, pode-se avaliar quais são as diferentes contribuições para o superaquecimento do gás de sucção. A maior parte da energia térmica responsável pelo superaquecimento do gás de sucção vem da carcaça (cerca de 62%), seguido pelo *frame* do compressor (com cerca de 24%). Os componentes que menos contribuem diretamente para o superaquecimento são o óleo (cerca de 8%) e o motor (cerca de 5%). Estas porcentagens pouco variam com a razão de pressão. No entanto, é de salientar que estas porcentagens apenas se referem à influência direta destes componentes. A carcaça, por exemplo, recebe energia do óleo, do motor e do ambiente de descarga. Desta maneira, tem-se um efeito indireto e totalmente inter-relacionado no que diz res-

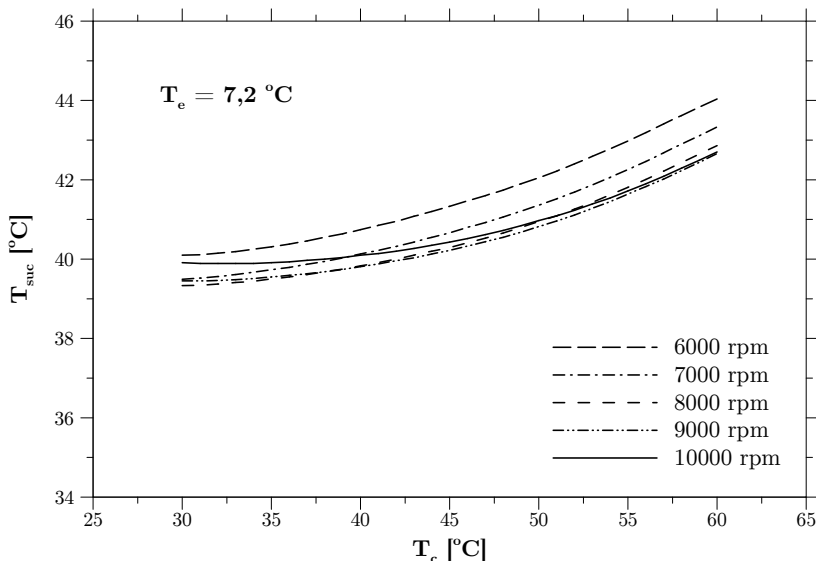


Figura 5.15 – MGRT: variação da temperatura de sucção com a temperatura de condensação para temperatura de evaporação de 7,2 °C.

peito ao superaquecimento do gás de sucção no interior do compressor.

5.5.2 Demais temperaturas

As temperaturas dos demais componentes do compressor são também um importante ponto de análise. Para o óleo, por exemplo, temperaturas elevadas são interessantes, pois reduzem a viscosidade do lubrificante e, desta forma, tem-se redução nas perdas mecânicas. No entanto, se a temperatura for muito elevada, pode-se ter decomposição do óleo lubrificante. No que diz respeito ao motor, temperaturas demasiadamente elevadas podem originar a falha do componente em função da deterioração dos isolantes de resina. Já em relação à carcaça, normas determinam as temperaturas máximas admitidas para a carcaça durante o funcionamento do compressor. Dessa forma, esta temperatura deve também ser conhecida e controlada.

A primeira temperatura a ser analisada é a temperatura de descarga. Na Figura 5.16 são apresentados os resultados obtidos pelos dois modelos globais. Observa-se que existe consistência nos resultados, visto que ambos os modelos apresentam temperaturas de descarga mai-

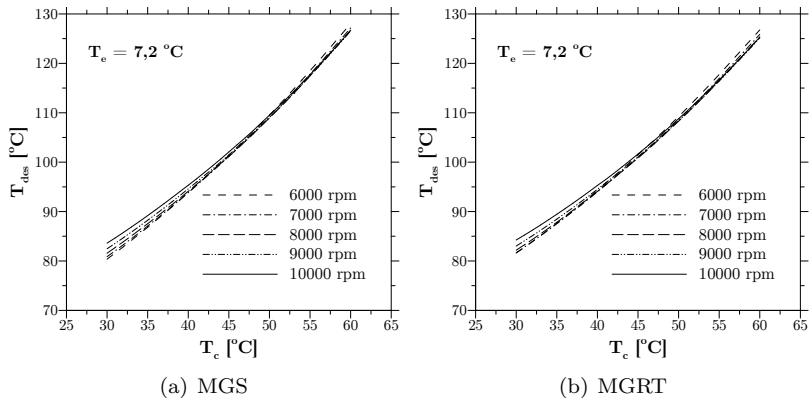


Figura 5.16 – Variação da temperatura de descarga com a temperatura de condensação para temperatura de evaporação de 7,2 °C.

ores para as maiores rotações em baixas temperaturas de condensação, ao passo que nas condições com elevada razão de pressão são as menores rotações que apresentam as maiores temperaturas de descarga.

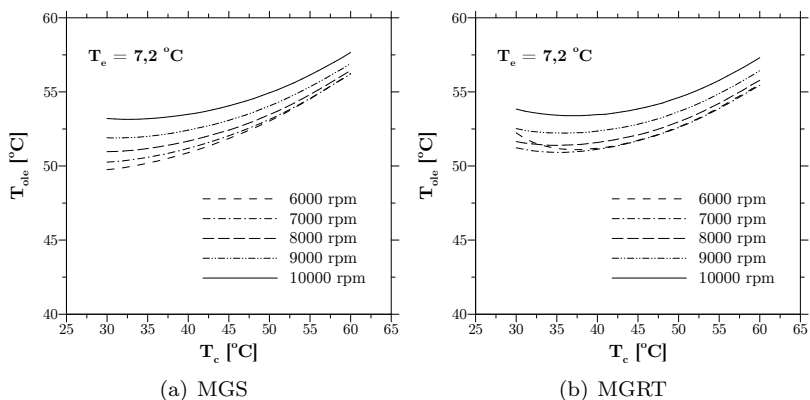


Figura 5.17 – Variação da temperatura do óleo com a temperatura de condensação para temperatura de evaporação de 7,2 °C.

No que diz respeito à temperatura do óleo (Figura 5.17), observa-se que as maiores rotações possuem sempre temperaturas mais elevadas. Ainda assim, o aumento da temperatura do óleo para as maiores rotações é ligeiramente menor do que o que acontece para as menores

rotações, à medida que a temperatura de condensação aumenta. O aumento da temperatura do óleo calculada pelo MGRT nas baixas razões de pressão para as baixas rotações é resultado da utilização dos fatores de atrito médios, não tendo sido medida experimentalmente.

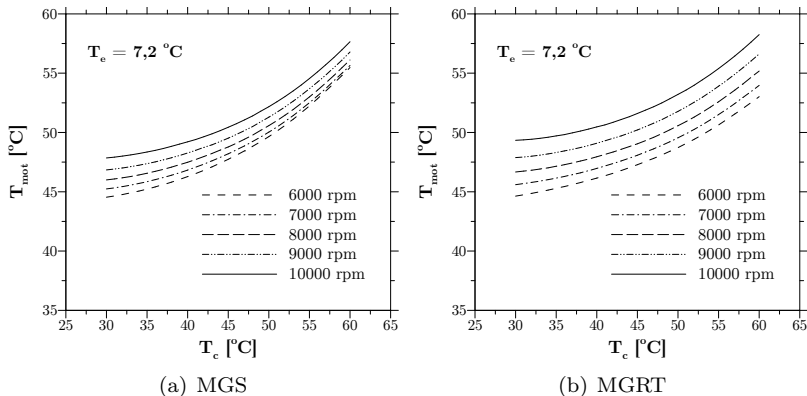


Figura 5.18 – Variação da temperatura do motor com a temperatura de condensação para temperatura de evaporação de 7,2 °C.

A variação da temperatura do motor em relação a temperatura de condensação é apresentada na Figura 5.18. Observa-se que a mesma é mais significativa do que a variação da temperatura do óleo. Esta variação está bastante relacionada com a variação da temperatura de sucção, visto que o fluido admitido no compressor é utilizado para refrigerar o motor. Como a temperatura de sucção aumenta com o aumento da razão de pressão, é de se esperar que a temperatura no ambiente interno do compressor também aumente e, com isso, o resfriamento do motor elétrico se torne menos eficiente. O MGS prevê uma aproximação das temperaturas do motor para as diferentes rotações, nas altas razões de pressão, o que vai de encontro aos resultados experimentais obtidos e utilizados na calibração. Este aspecto não é notado no resultado obtido a partir do MGRT. Esta é mais uma indicação de que o processo de calibração mais complexo do modelo de rede térmica pode levar a certos desvios em relação ao comportamento dos dados experimentais.

Na Figura 5.19 é apresentada a variação da temperatura da carcaça do compressor, obtida através do MGRT. O aumento da temperatura da carcaça superior (tampa) é bem mais intenso do que o aumento da temperatura da carcaça inferior, em função da forte influência da temperatura de descarga sobre a região superior do compressor. Já na

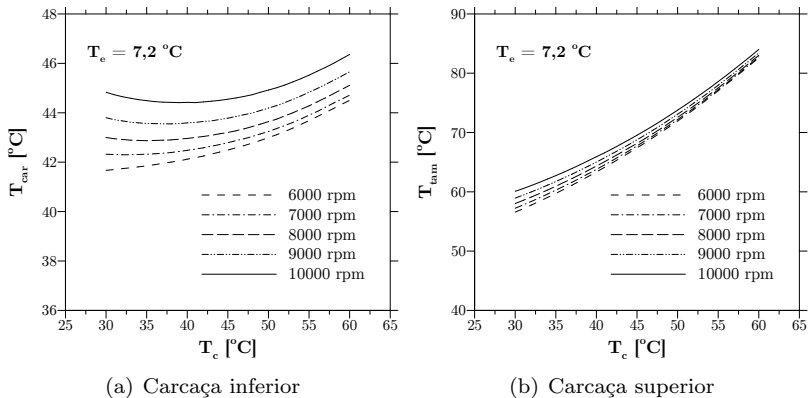


Figura 5.19 – MGRT: Variação da temperatura da carcaça com a temperatura de condensação para temperatura de evaporação de 7,2 °C.

região do pleno de sucção, a variação da temperatura em função da razão de pressão não é tão expressiva, de forma que a temperatura da carcaça inferior não varia significativamente.

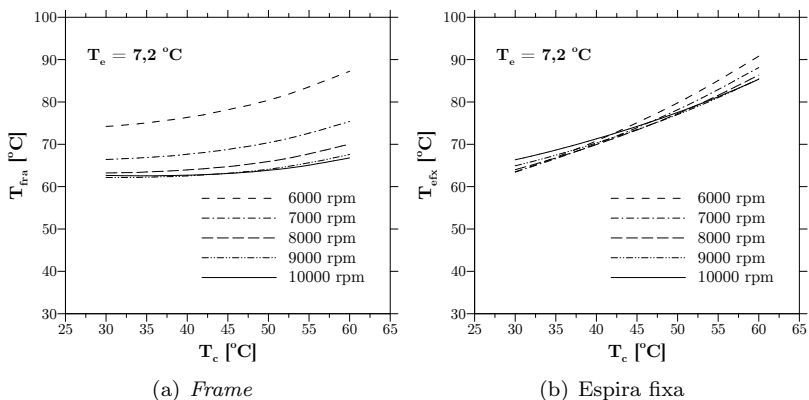


Figura 5.20 – MGRT: Variação da temperatura das regiões sólidas internas com a temperatura de condensação para temperatura de evaporação de 7,2 °C.

No que diz respeito às regiões sólidas internas do compressor, sua variação pode ser observada na Figura 5.20. Em relação ao *frame*, observa-se que quanto menor for a rotação do compressor maior será

a temperatura desta região. É de salientar que este resultado carece de confirmação experimental, e pode ser apenas consequência da extrapolação matemática das curvas de ajuste. No que diz respeito à espira fixa, observa-se um comportamento similar ao observado para outros componentes: menores razões de pressão implicam em maiores temperaturas nas maiores rotações, ao passo que maiores razões de pressão implicam em maiores temperaturas nas menores rotações.

Os modelos apresentados permitem analisar a distribuição de temperatura do compressor para diversas rotações. Foi escolhida para a análise a temperatura de evaporação fixa de $T_e = 7,2$ °C. De forma geral, pode-se observar que a influência dos vazamentos é bastante notada nas condições de operação com baixa rotação e alta razão de pressão, tornando interessante a operação em altas velocidades nestas condições. Para as baixas razões de pressão, a operação em baixas velocidades é mais vantajosa.

6 Modelagem da condução de calor nas espiras

Conforme discutido nos capítulos 2 e 3, a caracterização da transferência de calor durante o processo de compressão é de grande importância para o cálculo das eficiências termodinâmicas do compressor. Neste capítulo, é apresentado um modelo para o cálculo do perfil de temperatura ao longo das paredes das espiras de compressores *scroll*. O objetivo principal é verificar se o perfil linear de temperatura ao longo do ângulo evolvente, usualmente adotado na literatura (JANG; JEONG, 2006), pode ser obtido através de uma abordagem simplificada. Inicialmente, apresenta-se a formulação matemática do problema de condução de calor nas espiras, seguida do procedimento adotado na solução do modelo. Em seguida, procede-se uma análise da sensibilidade do modelo em relação a parâmetros do método de solução. Finalmente, o modelo é empregado para a solução do perfil de temperatura ao longo da espira, acoplado a um modelo de ciclo de compressão (PEREIRA, 2012) e a um dos modelos térmicos descritos no capítulo anterior.

6.1 Formulação matemática

A equação diferencial que representa a condução de calor em um sólido homogêneo, isotrópico, com geração de calor e assumindo condutividade térmica constante, é dada por (OZISIK, 1993):

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T(\vec{r}, t)}{\partial t} = \nabla^2 T(\vec{r}, t) + \frac{1}{k} g(\vec{r}, t), \quad (6.1)$$

onde

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (6.2)$$

é a difusividade térmica, k é a condutividade térmica, ρ é a massa específica e c_p é o calor específico do material que constitui o sólido. O campo de temperatura no sólido, $T(\vec{r}, t)$, é também uma função da geração volumétrica de calor, $g(\vec{r}, t)$, que pode, por exemplo, ser oriunda de uma fonte elétrica, química, entre outras. Em um sistema cartesiano de coordenadas, desprezando o termo de geração volumétrica, a Equação 6.1 toma a seguinte forma:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right). \quad (6.3)$$

A Equação 6.3 deve ser manipulada de modo a representar os efeitos térmicos analisados neste estudo, os quais são discutidos a seguir.

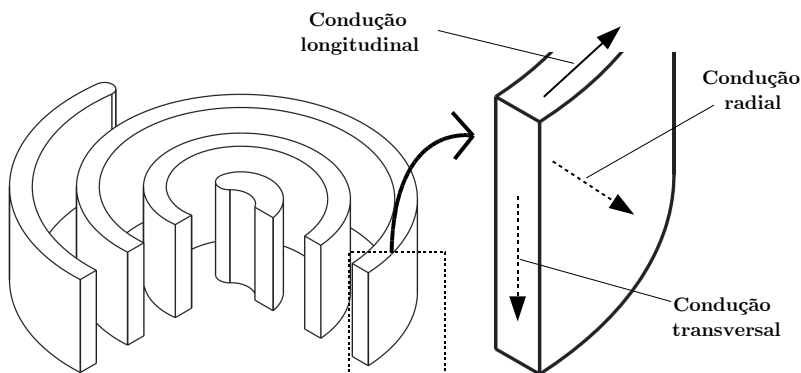


Figura 6.1 – Mecanismo físico de transferência de calor difusiva na espira.

A Figura 6.1 ilustra a condução de calor na parede da espira. No presente trabalho, desprezaram-se variações de temperatura nas direções transversal e radial da espira, assumindo que a variação mais significativa de temperatura ocorre na direção longitudinal (SUNDER, 1997). Com esta considerações, o modelo segue uma formulação unidimensional na direção longitudinal.

Para determinação do perfil térmico na parede da espira através da Equação 6.3, três termos de transferência de calor foram considerados. O primeiro deles diz respeito à interação convectiva entre a parede da espira e o fluido refrigerante e será discutida em detalhes na seção 6.2.1.

A segunda contribuição considerada é a transferência de calor por contato (*kissing heat transfer*), extensivamente estudada por Sunder (1997). Em cada ângulo de manivela θ , a espira está em contato com a

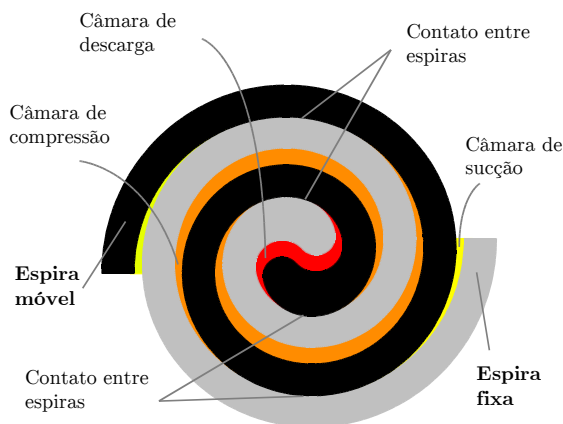


Figura 6.2 – Processos de transferência de calor na espira.

espira oposta em quatro pontos (Figura 6.2). Em dois destes pontos a espira está em contato com uma região de menor temperatura da espira oposta, acontecendo o inverso nos dois outros pontos. Neste trabalho, apenas a troca de calor entre as espiras foi considerada, sendo omitida a geração de calor por atrito no contato entre as espiras.

A terceira parcela de transferência de calor se deve ao efeito da temperatura elevada do gás no ambiente de descarga. Resultados obtidos por simulação numérica, cujos detalhes são dados no apêndice A, mostram que cerca de 30% da energia perdida pelo gás no ambiente de descarga se dá através de transferência de calor em direção à base da espira fixa.

Na Figura 6.3 é apresentado um corte da parede da espira fixa, indicando os processos de transferência de calor considerados na presente abordagem. Na face superior que está em contato com a base da espira fixa, inclui-se o termo de transferência de calor referente ao ambiente de descarga do compressor (1). Nas faces radiais do corte, modela-se a troca convectiva de calor com o gás presente nas câmaras (2 e 3) e a transferência de calor por contato entre as espiras (4 e 5). Os termos citados influenciam a condução de calor longitudinal (6 e 7) ao longo da espira.

No problema em análise, a escala de tempo associada à condução de calor na espira é muito maior do que as escalas de tempo correspondentes às trocas convectivas com o gás e pelo contato entre as espiras.

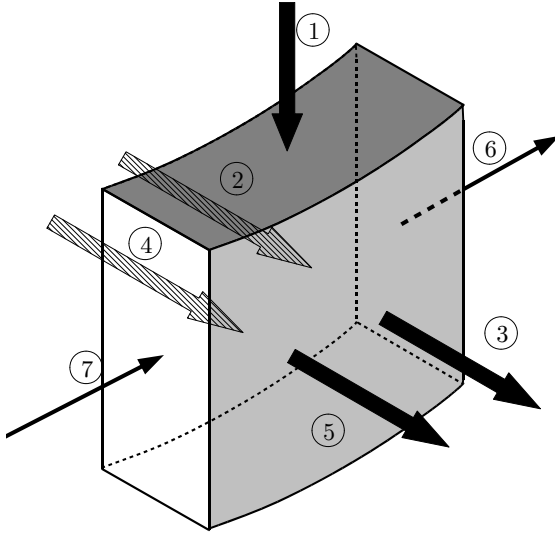


Figura 6.3 – Representação infinitesimal de uma porção da espira.

Desta forma, adotando uma formulação de regime quase-estático e variação de temperatura apenas na direção longitudinal, a equação 6.3 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$0 = k \frac{d^2 \bar{T}}{dx^2} + \frac{1}{H_{esp}} \left[\bar{q}''_{sup} - \bar{q}''_{inf} \right] + \frac{1}{t} \left[\bar{q}''_{int} - \bar{q}''_{ext} \right] \quad (6.4)$$

onde H_{esp} é a altura da espira e t é a espessura da espira. \bar{q}''_{sup} , \bar{q}''_{inf} , \bar{q}''_{int} , e \bar{q}''_{ext} são, respectivamente, os fluxos de calor médios durante o ciclo de compressão nas superfícies superior, inferior, interna e externa da espira fixa. Em virtude do mecanismo de compressão, a superfície interna da espira fixa estará sempre sujeita a pressões e temperaturas maiores do que a superfície externa. O procedimento matemático para obter a Equação 6.4 a partir da Equação 6.3 é apresentado no apêndice C.1. Conforme a Figura 6.3, os termos de fluxo de calor presentes na Equação 6.4 são dados por:

$$\bar{q}''_{sup}(x) = \bar{q}''_{cds}(x), \quad (6.5)$$

$$\bar{q}''_{inf}(x) = 0, \quad (6.6)$$

$$\bar{q}''_{int}(x) = \bar{q}''_{int,kiss}(x) + \bar{q}''_{int,conv}(x) \quad (6.7)$$

e

$$\bar{q}''_{ext}(x) = \bar{q}''_{ext,kiss}(x) + \bar{q}''_{ext,conv}(x). \quad (6.8)$$

Se retirados os termos referentes à transferência de calor por contato e à interação com a câmara de descarga, a equação diferencial apresentada na Equação 6.4 remete ao problema de transferência de calor em uma aleta infinita, com diversas soluções analíticas disponíveis (OZISIK, 1993). No entanto, a modelagem da transferência de calor em aletas geralmente considera temperatura ambiente T_∞ constante, ao contrário do que ocorre na condução de calor na espira. Além disso, as soluções analíticas referentes a aletas pressupõem um coeficiente de transferência convectiva de calor, h , constante ao longo de toda a extensão da aleta, ou utilizam uma expressão analítica para variação do mesmo ao longo do comprimento da aleta. Para a transferência de calor em espiras, a obtenção de expressões analíticas para as variações de T_∞ e h não é trivial.

Em função dos aspectos discutidos no parágrafo anterior, o emprego de um procedimento de solução numérica é conveniente. No presente trabalho, adotou-se o método dos volumes finitos (MALISKA, 2004) em função de sua simplicidade de implementação.

6.2 Procedimento numérico de solução

Segundo Maliska (2004), “a metodologia de volumes finitos é definida como todo método numérico que, de forma a obter aproximações algébricas de equações diferenciais de transporte de determinada propriedade, satisfaz a conservação da propriedade em nível de volumes elementares. Para isso, o domínio é dividido em pequenas regiões do espaço nos quais as equações diferenciais na forma conservativa são integradas no espaço e no tempo. Resulta desse processo, um sistema de equações que é resolvido através de um determinado método numérico”.

Para o problema em análise, o procedimento consiste em representar a equação da condução de calor através de balanços nos volumes finitos. Os fluxos de calor nas interfaces deverão ser avaliados em cada um dos volumes, permitindo assim o cálculo do perfil de temperatura

na espira.

6.2.1 Fluxos de calor

Os coeficientes convectivos instantâneos e a temperatura do gás em cada passo de tempo, necessários para o cálculo dos fluxos de calor médios, são fornecidos pelo código de simulação do ciclo de compressão (Capítulo 3). Além destas grandezas, são também necessárias variáveis auxiliares relacionadas à geometria das espiras. Estas permitem definir a extensão das câmaras, o que define a influência dos coeficientes instantâneos em cada passo de tempo.

O termo convectivo de fluxo de calor, que relaciona a superfície sólida da espira e o gás sendo comprimido, é obtido através da especificação de um coeficiente médio de transferência convectiva de calor, \bar{h} , e de uma temperatura média de fluido refrigerante, \bar{T}_{gas} , que sejam representativos da troca convectiva em cada um dos volumes de controle. Por exemplo, um volume de controle situado na extremidade periférica da espira (volume de controle de sucção, Figura 6.4) é exposto a uma porção de fluido pertencente a uma câmara de sucção a partir do ângulo de órbita $\theta = 0^\circ$. De $\theta = 0^\circ$ a $\theta = 360^\circ$ a troca de calor neste volume de controle é caracterizada pelo coeficiente instantâneo de transferência convectiva de calor, h' , e pela temperatura instantânea de fluido refrigerante, T' , da câmara de sucção. A final da órbita da espira móvel em $\theta = 360^\circ$, a porção de fluido é deslocada na direção da região central da espira, passando a pertencer a uma câmara de compressão. A partir desse momento, o volume de controle da extremidade periférica da espira volta a ser exposto a uma porção de fluido da câmara de sucção, com as mesmas características da porção de fluido anterior.

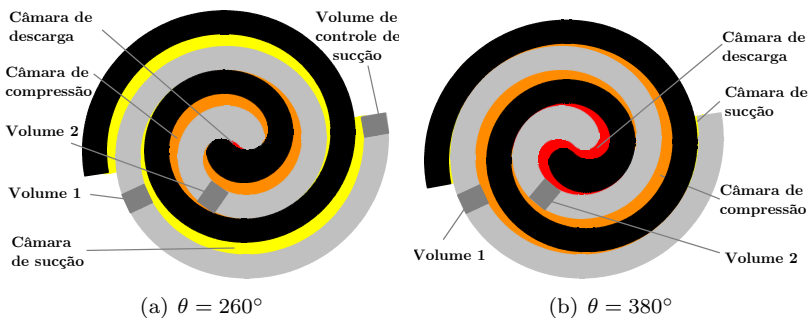


Figura 6.4 – Pontos de contato e câmaras influenciando os volumes.

Para o cálculo de \bar{h} e \bar{T} em cada volume, utilizam-se os dados geométricos referentes ao processo de compressão. Em cada ângulo θ , os pontos de contato sobre as superfícies interna e externa da espira determinam a extensão da câmara de fluido refrigerante em análise. Nesse θ , os volumes de controle em contato com esta câmara são sujeitos às condições de troca convectiva instantânea de calor. Este processo é ilustrado na Figura 6.4 para dois ângulos θ .

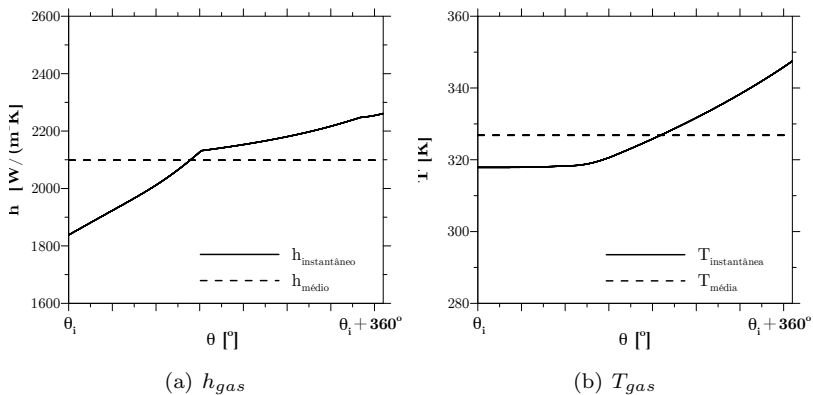


Figura 6.5 – Transiente convectivo cíclico de um volume situado na região periférica da espira.

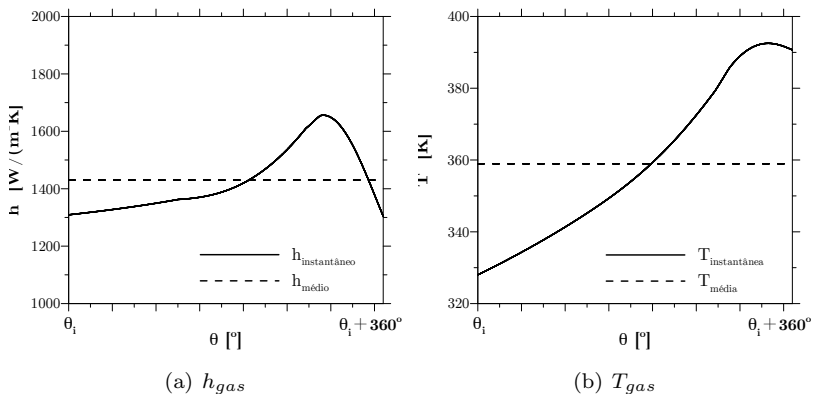


Figura 6.6 – Transiente convectivo cíclico de um volume situado na região central da espira.

A Figura 6.4 permite também observar que um determinado volume de controle pode trocar calor com câmaras diferentes à medida que o eixo gira. Assim, em $\theta = 260^\circ$, o volume 1 é exposto na sua face interna a uma câmara de sucção e, em $\theta = 380^\circ$, esta mesma face passa a estar em contato com fluido refrigerante sendo comprimido. A Figura 6.5(a) ilustra a variação dos coeficientes convectivos instantâneos que atuam sobre a face do volume 1. Na Figura, θ_i indica o ângulo de órbita para o qual o volume 1 começa a ser exposto a uma porção de fluido refrigerante. Pode-se observar na Figura 6.5(b) que a temperatura do fluido em contato com a face interna do volume permanece aproximadamente constante enquanto o fluido estiver em uma câmara de sucção. Quando o volume passa a ser exposto na sua face interna à uma câmara de compressão, ocorre um aumento na temperatura instantânea do fluido. Durante todo o processo de compressão a face externa do volume 1 estará sujeita à troca de calor por convecção com o gás na temperatura e na pressão de sucção situado em torno da espira, no ambiente de sucção do compressor.

A Figura 6.4 também mostra o volume 2, em contato na sua face interna com uma câmara de compressão em $\theta = 260^\circ$ e com a câmara de descarga em $\theta = 380^\circ$. O transiente convectivo referente a este volume pode ser observado na Figura 6.6. Observa-se que a troca de calor na face interna do volume 2 alcança valores máximos de temperatura do fluido e de coeficiente de troca convectiva no momento em que ocorre a transição entre a câmara de compressão e de descarga.

Nas Figuras 6.5 e 6.6 a linha tracejada indica o coeficiente convectivo médio e a temperatura média do fluido aos quais os volumes 1 e 2 são submetidos. A média do coeficiente de troca convectiva ao longo de um ciclo de compressão é avaliada numericamente pela seguinte expressão:

$$\bar{h} \cong \frac{\sum_{\theta_i}^{\theta_i+2\pi} h' \Delta\theta}{2\pi}, \quad (6.9)$$

onde θ_i representa o momento em que determinado volume de controle sólido da espira começa a ser influenciado por uma câmara de fluido refrigerante. A Equação 6.9 denota que quanto menor o incremento $\Delta\theta$, maior será a precisão no cálculo do coeficiente \bar{h} para um determinado volume. Testes preliminares mostraram que o incremento mínimo necessário para a correta solução do problema de condução na parede da espira é maior do que o incremento necessário para a solução da equação da energia no processo de compressão.

Da mesma forma como realizado para a obtenção de \bar{h} , a tempe-

ratura média do gás à qual um volume é exposto é dada por:

$$\bar{T}_{gas} \cong \frac{\sum_{\theta_i}^{\theta_i+2\pi} T'_{gas} \Delta\theta}{2\pi}. \quad (6.10)$$

Tendo em conta os aspectos discutidos, os fluxos de calor convectivos necessários para a solução da Equação 6.4 são modelados da seguinte forma:

$$\bar{q}''_{int,conv}(x) = \bar{h}_{int} [\bar{T}_{gas,int}(x) - \bar{T}(x)], \quad (6.11)$$

$$\bar{q}''_{ext,conv}(x) = \bar{h}_{ext} [\bar{T}(x) - \bar{T}_{gas,ext}(x)], \quad (6.12)$$

onde \bar{h}_{int} e \bar{h}_{ext} são, respectivamente, os coeficientes convectivos médios na face interna e externa da espira. De forma similar, $\bar{T}_{gas,int}$ e $\bar{T}_{gas,ext}$ são as temperaturas do gás nas em contato com as faces interna e externa da espira.

Na região periférica da espira, a parede externa da espira interage com o fluido refrigerante presente no ambiente interno do compressor. Tendo em conta a geometria do compressor em análise neste trabalho, utilizou-se uma correlação para escoamento laminar em dutos quadrados (ver apêndice C.2.1) para determinar o coeficiente de troca convectiva de calor nessa parede. Assim, o emprego deste coeficiente e da temperatura do ambiente interno do compressor em torno da espira permite calcular a troca de calor por convecção na face externa dos volumes situados na região periférica da espira.

A modelagem da transferência de calor por contato consiste em calcular uma temperatura na espira oposta que possa ser relacionada, através de uma resistência térmica, à temperatura de um volume de controle na espira sendo resolvida. Neste trabalho, a modelagem é realizada de tal forma que cada volume de controle na espira sendo resolvida possui apenas uma temperatura na espira oposta com a qual ocorre interação térmica por contato. É de realçar que esta é uma abordagem extremamente simplificada do problema de contato entre espiras, visto que não leva em conta de forma explícita efeitos transitentes do contato, deformação das espiras e geração de calor por atrito.

O cálculo da temperatura representativa na espira oposta envolve a área de contato. Para cada volume de controle situado na espira sendo resolvida, calcula-se a área de contato entre um ponto situado neste volume e a espira oposta, no ângulo θ em que ocorre o contato. Para caracterizar a área de contato em cada ângulo θ , foram utilizadas expressões que definem uma linha de contato entre uma placa

plana e um cilindro exercendo pressão sobre a placa (YOUNG; BUDYNAS, 2002), conforme detalhado no apêndice C.2.2. Com a extensão da linha de contato, pode-se então determinar quais volumes na espira oposta influenciam o ponto em análise na espira sendo resolvida. Em seguida, é feita uma média da temperatura de todos os volumes de controle (da espira oposta) que passam pelo volume de controle sendo resolvido. Este processo é realizado na parte interna da espira sendo resolvida, que recebe calor por contato, e na parte externa da espira, que cede calor por contato. Caso seja o primeiro ciclo de compressão, utiliza-se o perfil linear de temperatura para o cálculo da temperatura representativa do ponto na espira oposta. Caso contrário, emprega-se o perfil de temperatura calculado no ciclo de compressão anterior. Desta forma, os fluxos de calor por contato são dados por:

$$\overline{q''}_{int,kiss}(x) = \frac{\overline{T}_{scr,int}(x) - \overline{T}(x)}{R_{kiss}}, \quad (6.13)$$

$$\overline{q''}_{ext,kiss}(x) = \frac{\overline{T}(x) - \overline{T}_{scr,ext}(x)}{R_{kiss}}, \quad (6.14)$$

onde $\overline{T}_{scr,int}$ e $\overline{T}_{scr,ext}$ são, respectivamente, temperaturas que representam o contato com a espira oposta na região interna e externa da espira em análise. R_{kiss} é uma resistividade térmica que relaciona as espiras em contato. Sua determinação é analisada no apêndice C.2.2.

A interação da espira com a câmara de descarga é de simples implementação. Relaciona-se a temperatura do ambiente de descarga, calculada por um dos modelos térmicos descritos no capítulo anterior, com a temperatura a ser calculada em cada um dos volumes de controle da espira naquela região. As temperaturas são relacionadas através do conceito de resistência térmica, conforme explicado no apêndice C.2.3. Desta forma, o fluxo convectivo na superfície superior é dado por:

$$\overline{q''}_{sup}(x) = \frac{T_{cds} - \overline{T}(x)}{R_{cds}}, \quad (6.15)$$

onde T_{cds} é a temperatura no ambiente de descarga do compressor e R_{cds} é uma resistividade térmica que relaciona o espira e o ambiente de descarga.

6.2.2 Discretização da equação governante via volumes finitos

Para a discretização da equação diferencial no domínio é necessário se estabelecerem as condições de contorno e a função de interpolação a ser utilizada. Na extremidade da espira na região periférica foi utilizada como condição de contorno a convecção entre a face na fronteira da malha e fluido refrigerante na temperatura de sucção. De maneira similar, na extremidade da espira na região central utilizou-se como condição de contorno a convecção entre a face na fronteira e o fluido refrigerante na temperatura de descarga. Em ambas as regiões, o coeficiente convectivo na face limite é dado pela média entre os coeficientes convectivos das faces interna e externa do volume da extremidade, faces 1 e 2 para o volume na região central e faces 3 e 4 para o volume na região periférica (Figura 6.7). Para caracterizar a condução de calor entre os volumes, aplicou-se uma função de interpolação de diferenças centrais. A distância entre os centros dos volumes utilizada para avaliar os fluxos de calor por condução na espira é baseada no comprimento total médio da espira.

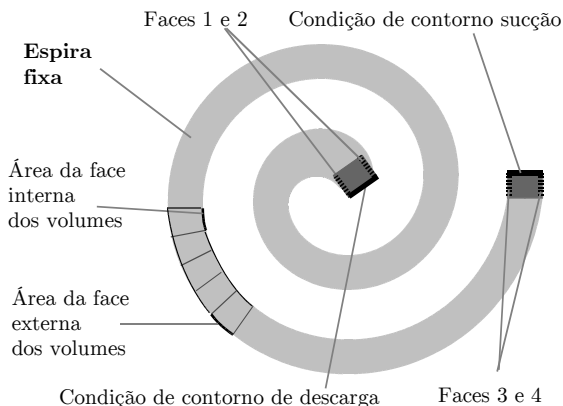


Figura 6.7 – Representação da malha e das condições de contorno na discretização espacial do problema de condução nas espiras.

Na Figura 6.7 são ilustrados alguns volumes de controle que definem a malha. A malha utilizada na discretização da equação governante é uniforme ao longo do comprimento da espira. É importante salientar que, em função da relação não linear entre o comprimento da espira e ao ângulo evolvente φ , a malha não é uniforme em relação a

φ . Além disto, é também importante ressaltar o fato de que as áreas das superfícies interna e externa dos volumes são diferentes, ou seja, o efeito da curvatura da espira é levado em consideração.

A discretização da equação diferencial pelo método de volumes finitos origina uma equação algébrica para cada um dos volumes, com a seguinte forma geral:

$$A_P T_P = A_e T_E + A_w T_W + B_P, \quad (6.16)$$

onde A_P é coeficiente central do volume, A_e e A_w são os coeficientes que ponderam a influência dos volumes vizinhos, T_P é a temperatura do volume, T_E e T_W são as temperaturas dos volumes vizinhos e B_P é o termo fonte da equação. O sistema linear formado pelas equações algébricas de todos os volumes tem a forma:

$$[\mathbf{A}][\mathbf{T}]=\mathbf{B}, \quad (6.17)$$

e sua solução permite o cálculo da temperatura em cada um dos volumes. A discretização da Equação 6.4 e a obtenção dos coeficientes A_P , A_e e A_w , e do termo fonte B_P é bastante simples para um problema de condução unidimensional em regime estacionário. Os coeficientes A_P , A_e e A_w são apresentados no apêndice C.3, tanto para os volumes internos quanto para os volumes da fronteira. O sistema linear formado pela matriz dos coeficientes e pelo vetor dos termos fonte foi resolvido diretamente pelo método TDMA (MALISKA, 2004) com um custo computacional bastante reduzido. Em computador equipado com um processador Intel Core i7 950 @ 3.07 GHz, memória RAM de 16GB e sistema operacional Windows 7 Ultimate, a obtenção das condições de contorno e solução do sistema linear demora menos de 10 segundos.

6.2.3 Procedimento de solução

O procedimento de solução d consiste na especificação das condições de contorno, na solução do problema de condução via volumes finitos e na obtenção de um campo de temperatura que será utilizado no modelo de simulação do processo de compressão (Figura 6.8). Os aspectos referentes aos dois primeiros aspectos do procedimento já foram discutidos. Em função do método de solução do modelo de simulação do processo de compressão, deve-se calcular um valor representativo da temperatura da espira para cada ângulo θ , a partir de um perfil de temperatura $T = T(\varphi)$ da solução da condução de calor na espira.

O cálculo da temperatura representativa nas laterais da uma câmara

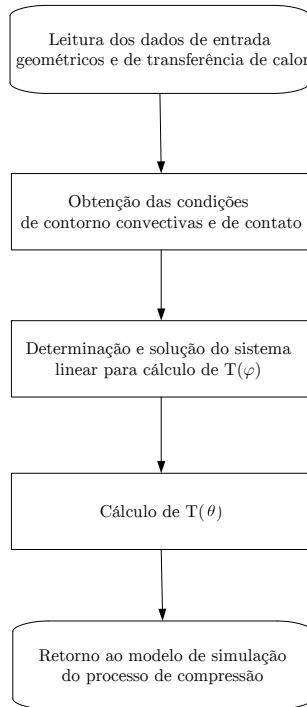


Figura 6.8 – Fluxograma de funcionamento do modelo de condução.

é dado por:

$$T_{ext}(\theta) = \frac{\int_{\varphi_{i2}(\theta)}^{\varphi_{i1}(\theta)} a\varphi T(\varphi) d\varphi}{\int_{\varphi_{i2}(\theta)}^{\varphi_{i1}(\theta)} a\varphi d\varphi} \quad (6.18)$$

e

$$T_{int}(\theta) = \frac{\int_{\varphi_{o2}(\theta)}^{\varphi_{o1}(\theta)} a\varphi T(\varphi) d\varphi}{\int_{\varphi_{o2}(\theta)}^{\varphi_{o1}(\theta)} a\varphi d\varphi}, \quad (6.19)$$

onde $T_{ext}(\theta)$ é a temperatura na lateral externa de uma câmara, correspondente a uma superfície interna da espira, limitada pelos pontos de contato φ_{i1} e φ_{i2} , enquanto que $T_{int}(\theta)$ é a temperatura na lateral interna de uma câmara, referente à superfície externa da espira, limitada pelos pontos de contato φ_{o1} e φ_{o2} . O raio de círculo de base é denotado por a . No que diz respeito à temperatura média da base, adota-se a seguinte aproximação:

$$T_{base}(\theta) = \frac{T[\varphi_{i1}(\theta)] + T[\varphi_{i2}(\theta)]}{2}. \quad (6.20)$$

Embora a expressão na Equação 6.20 seja uma simplificação do cálculo da temperatura da base, a mesma permite a obtenção de resultados próximos dos obtidos numericamente (PEREIRA, 2012).

6.3 Análise de sensibilidade

Nesta seção é analisada a sensibilidade dos resultados do modelo desenvolvido em relação aos principais parâmetros de simulação. As análises são apresentadas variando-se um dos parâmetros de cada vez. A condição de operação escolhida para a análise de sensibilidade é a ARI-A, velocidade do compressor de 10000 rpm e temperatura de sucção constante de 44,5°C. A espira do compressor em análise neste trabalho é feita de ferro fundido ($k = 80 \text{ W/mK}$).

A análise de sensibilidade é apresentada tendo em conta a condição padrão, sem transferência de calor por contato, e a condição com transferência de calor por contato. Em ambas o fluxo de calor do ambiente de descarga não é considerado, excepto na análise da sensibilidade do perfil térmico em relação a este fluxo de calor. O perfil térmico na parede da espira é apresentado em função do ângulo evolvente adimensional (φ/φ_f) no centro da espessura da espira.

6.3.1 Discretização espacial

A Figura 6.9 apresenta a variação do perfil de temperatura na parede da espira em relação ao número de volumes finitos utilizados na discretização espacial da equação governante, com e sem a inclusão da transferência de calor por contato. Pequenas diferenças são encontradas apenas na região central da espira, que corresponde aos ângulos evolventes adimensionais (φ/φ_f) próximos de zero. Observa-se que estas diferenças são praticamente eliminadas quando um número de volumes maior do que 4000 é empregado. Assim, este número de volumes (4000)

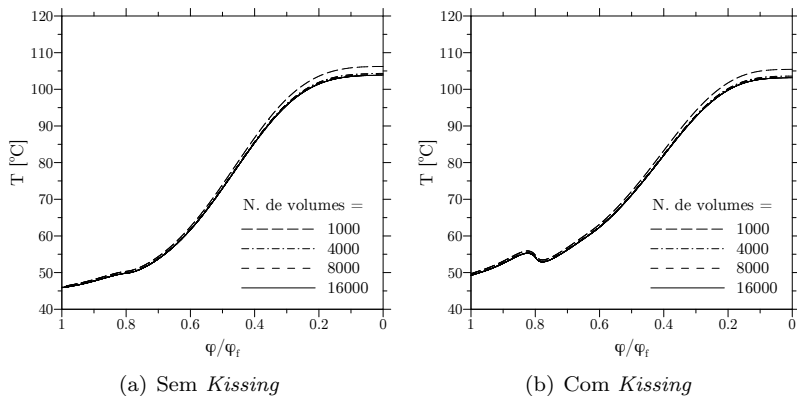


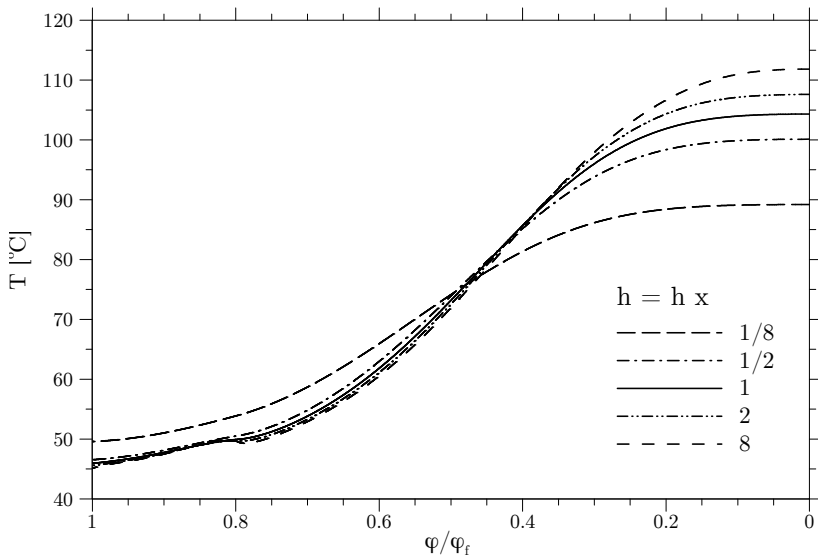
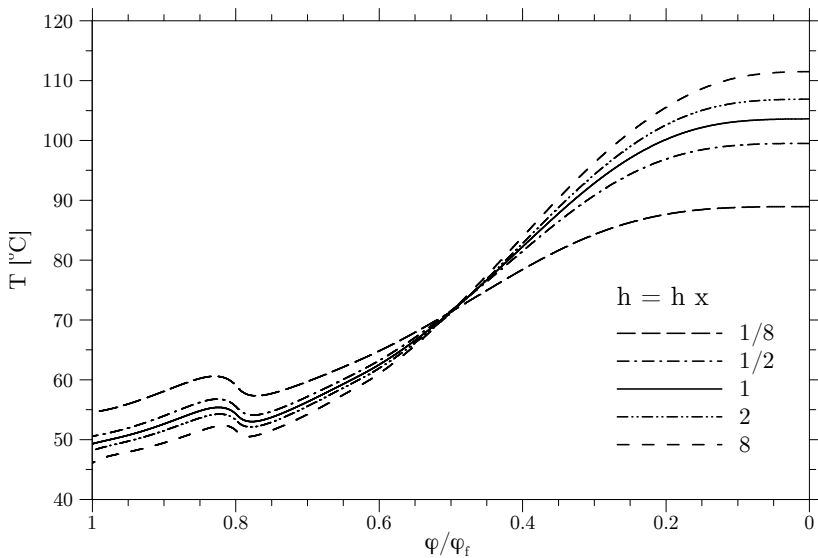
Figura 6.9 – Testes de refino de malha: (a) para a condição padrão e (b) considerando a transferência de calor por contato.

foi adotado na obtenção dos demais resultados deste trabalho.

A Figura 6.9 permite ainda observar a diferença encontrada no formato do perfil quando a transferência de calor por contato é considerada. Esta diferença consiste no aumento da temperatura da espira na região periférica, caracterizada por uma região de pontos quentes, conforme já havia sido observado na literatura (JANG; JEONG, 1999). Este aumento de temperatura na região externa está associado à incapacidade da região periférica da espira em fornecer calor por contato também na sua face externa, visto que esta última está em contato com o pleno de sucção.

6.3.2 Coeficientes de troca convectiva do processo de compressão

Os coeficientes instantâneos de transferência convectiva de calor relativos ao processo de compressão são calculados através das correlações propostas por Pereira (2012). Assim, é interessante analisar a sensibilidade dos resultados do perfil de temperatura na parede da espira em relação à variação desses coeficientes. Conforme mostram as Figuras 6.10 e 6.11, a sensibilidade dos resultados em relação a este parâmetro é maior na região central da espira. Observa-se também que os resultados na região periférica da espira são pouco sensíveis à variação desses coeficientes quando a transferência de calor por contato não é considerada.

Figura 6.10 – Influência da variação \bar{h} para condição sem *Kissing*.Figura 6.11 – Influência da variação \bar{h} para a condição com *Kissing*.

6.3.3 Demais coeficientes convectivos

No cálculo do perfil térmico da espira existem coeficientes de troca convectiva de calor que podem ser bastante influentes na solução do problema. Entre estes, destacam-se o coeficiente do ambiente de sucção, na região externa da região periférica da espira, e os coeficientes que representam as condições de contorno nas duas extremidades da espira.

A Figura 6.12 demonstra que a influência da variação do coeficiente convectivo referente à condição de contorno do volume mais periférico é reduzida. Para que existisse uma diferença visível nesta região da espira, seria necessário um coeficiente convectivo muitas vezes maior. Pode-se então afirmar que, na região externa da espira, a temperatura do gás é o parâmetro fundamental para determinação do perfil na parede da espira, e não o coeficiente de troca.

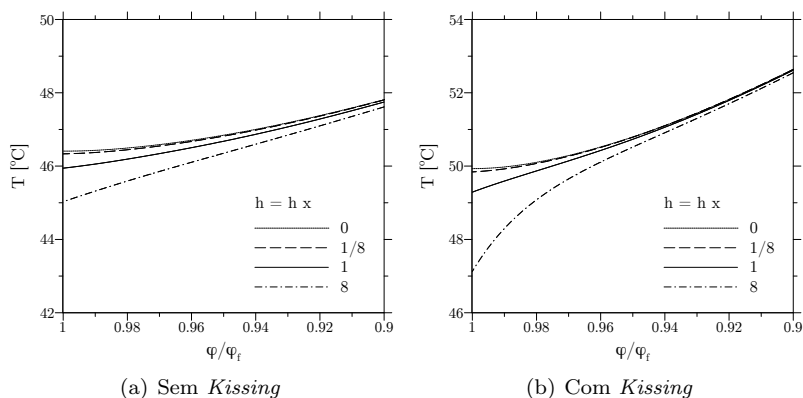


Figura 6.12 – Influência da condição convectiva de contorno no volume extremo na sucção: (a) para a condição padrão e (b) considerando a transferência de calor por contato.

A influência da condição de contorno convectiva no volume mais central sobre o perfil de temperatura na espira é apresentada na Figura 6.13. O efeito da variação da condição de contorno da região de descarga sobre o perfil na região central da espira é ligeiramente maior do que o efeito da variação da condição de contorno de sucção sobre o perfil na região periférica da espira. Em função disto, um estudo mais aprofundado sobre a validade da condição de contorno na região de descarga é recomendável.

Além das condições de troca convectiva de calor discutidas acima,

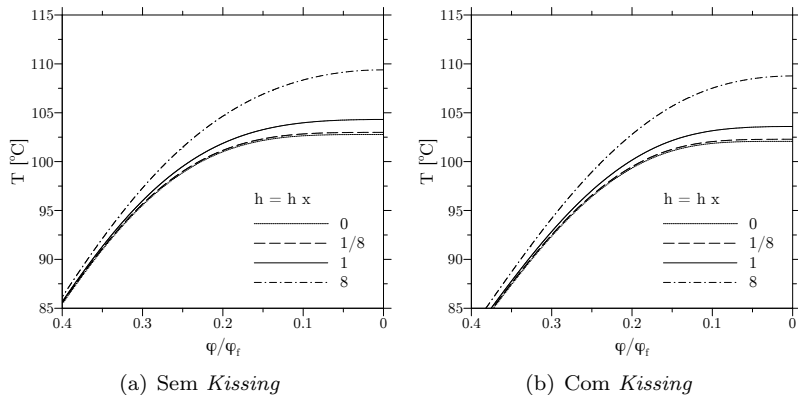


Figura 6.13 – Influência da condição convectiva de contorno no volume extremo na descarga: (a) para a condição padrão e (b) considerando a transferência de calor por contato.

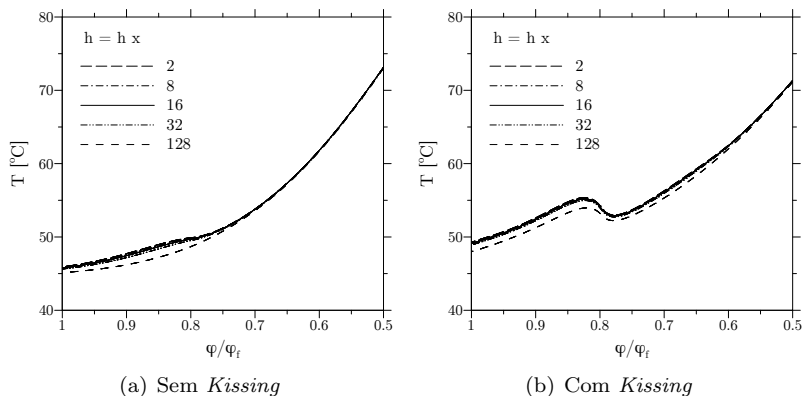


Figura 6.14 – Influência da condição convectiva de contorno em relação ao pleno de sucção: (a) para a condição padrão e (b) considerando a transferência de calor por contato.

menciona-se também a interação da região periférica externa da espira com o ambiente de sucção. Conforme discutido anteriormente, o coeficiente convectivo de transferência de calor foi calculado a partir de uma correlação para escoamento laminar em uma tubulação retangular. Na análise de sensibilidade, o coeficiente foi variado do seu valor referência ($6,5 \text{ W/m}^2\text{K}$) até valores que seriam encontrados em escoamentos tur-

bulentos neste tipo de canal. É importante frisar que as características construtivas do compressor em análise apontam para uma quase estagnação do escoamento de gás nessa região, esperando-se assim um coeficiente bastante reduzido.

A Figura 6.14 mostra que a influência do coeficiente relacionado ao pleno de sucção é ligeiramente maior quando se considera a transferência de calor por contato. No entanto, mesmo aumentando bastante este coeficiente, não existe uma redução tão efetiva do perfil de temperatura nesta região. Isto acontece pois a temperatura do gás nessa região do pleno de sucção não é muito diferente da temperatura da espira na região periférica. Caso houvesse um gradiente de temperatura maior entre a parede e o gás naquela região, provavelmente haveria uma redução de temperatura na região mais periférica da espira, originado um aumento da eficiência termodinâmica do compressor.

6.3.4 Fluxo de calor do ambiente de descarga

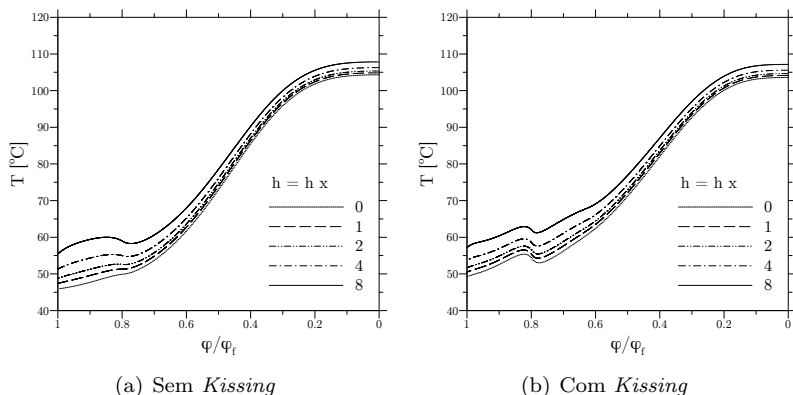


Figura 6.15 – Influência da interação com o ambiente de descarga: (a) para a condição padrão e (b) considerando a transferência de calor por contato.

A análise de sensibilidade do modelo em relação à energia vinda do ambiente de descarga é apresentada na Figura 6.15, e foi realizada através da variação do coeficiente convectivo no ambiente de descarga. Este coeficiente representa a maior parcela da resistência térmica entre o ambiente de descarga e a parede da espira, conforme disposto no apêndice C.2.3. Como referência, a análise de sensibilidade usou um coeficiente convectivo igual $100 \text{ W/m}^2\text{K}$ entre a o gás no ambiente

de descarga e a base da espira fixa. Em ambas as implementações, com e sem *kissing*, observa-se que o calor do ambiente de descarga do compressor tem um impacto sobre os níveis de temperatura do perfil, embora o formato da curva permaneça basicamente o mesmo.

6.3.5 Resistividade térmica de contato

A resistividade térmica de contato constitui a maior parcela da resistividade térmica total entre as espiras durante o contato. De forma a analisar a alteração do perfil térmico na espira com a variação desta resistividade, seu valor foi variado em torno de um valor base de 10^{-4} m²K/W (KNEER; FIEBERG,). Na Figura 6.16, pode-se observar que a redução da resistividade térmica de contato pouco altera perfil de temperatura. Uma redução deste valor poderia ocorrer devido à presença de um filme de óleo na interface, o qual intensificaria a transferência de calor. Por outro lado, o aumento da resistividade poderia acontecer pela presença de um fluido pouco condutivo na interface entre as duas espiras como, por exemplo, o gás refrigerante. Neste caso, a condutância térmica entre as duas espiras seria minimizada e o perfil de temperatura se assemelharia àquele observado quando não se considera a transferência de calor por contato.

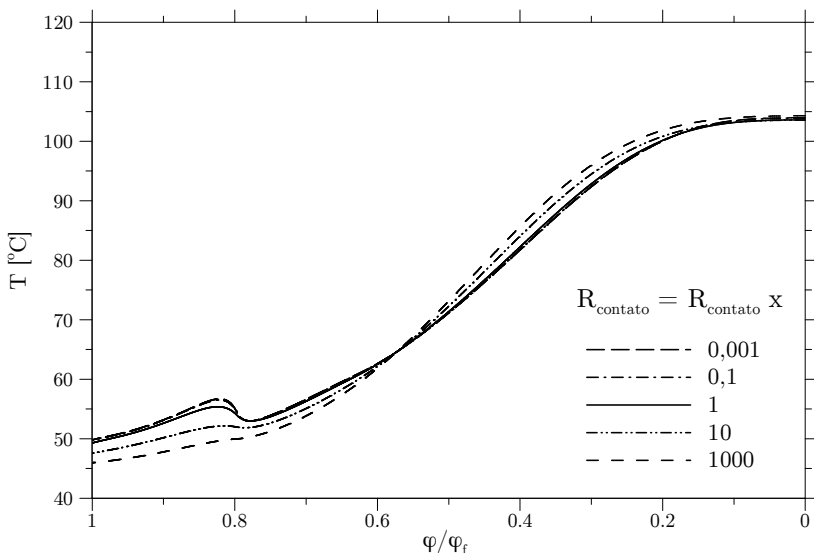


Figura 6.16 – Influência da variação da resistividade térmica de contato.

6.4 Resultados

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos utilizando o modelo integrado de simulação em diferentes condições de operação compressor. Assim, o desempenho termodinâmico do compressor pode ser avaliado tendo em conta o processo de compressão, o perfil de temperatura nas espiras e a distribuição de temperatura do compressor.

6.4.1 Procedimento de solução acoplado

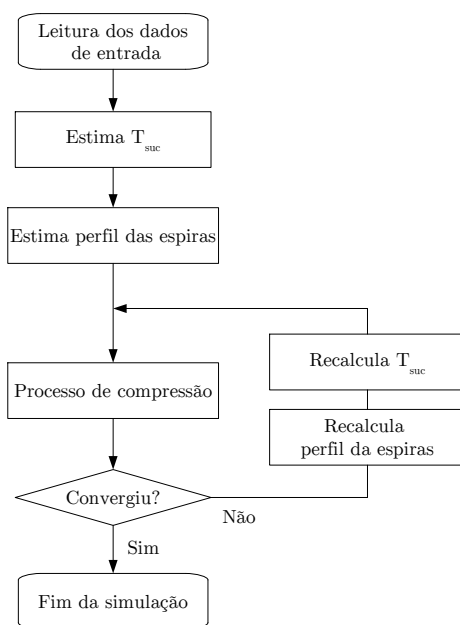


Figura 6.17 – Fluxograma de funcionamento dos modelos acoplados

Conforme já discutido, os dados calculados pelo modelo de simulação do processo de compressão são necessários na solução dos modelos térmicos do compressor e do modelo de condução de calor na parede da espira. O inverso também é verdadeiro, já que os resultados dos modelos térmicos e de condução são utilizados na convergência do modelo de ciclo de compressão. Desta forma, a temperatura de sucção

é atualizada no final de cada ciclo de compressão por um dos modelos térmicos descritos no Capítulo 5. No final de cada ciclo, são também enviados ao modelo de condução nas espiras os dados necessários para cálculo e atualização do perfil de temperatura nas espiras.

Conforme ilustrado na Figura 6.17, os ciclos de compressão são simulados consecutivamente, até que se atinja a convergência desejada. O ciclo de compressão é inicialmente simulado sem subsídios dos modelos térmicos, utilizando-se uma temperatura de sucção arbitrária e um perfil de temperatura linear nas espiras. No final da simulação do primeiro ciclo de compressão, os valores calculados são enviados ao modelo de previsão da distribuição de temperatura e ao modelo de condução nas espiras. Desta forma, as temperaturas de interesse em diferentes pontos do compressor e o perfil de temperatura nas espiras são calculados e atualizados. Um novo ciclo de compressão é então simulado, utilizando os dados de temperatura obtidos dos modelos térmicos. Este procedimento de solução é repetido até que se atinja a convergência.

6.4.2 Temperatura e fluxo de calor

Em função da sua versatilidade, o modelo de escoamento simplificado foi adotado para analisar os perfis térmicos da espira em diferentes temperaturas de evaporação e condensação. Os perfis de temperatura na espira apresentados em seguida foram obtidos utilizando os seguintes parâmetros:

- Condição de contorno de troca convectiva de calor baseada nos coeficientes médios dos volumes extremos;
- Troca convectiva de calor com o pleno de sucção utilizando correlação para escoamento laminar;
- Transferência de calor por contato com uma resistividade térmica de contato de 10^{-4} m²K/W;
- Influência da câmara de descarga, caracterizada por coeficiente de troca de calor por convecção $h = 200$ W/m²K. Este coeficiente faz com que 20 a 30% do calor fornecido à base da espira fixa pela câmara de descarga vá efetivamente para as espiras.

Na Figura 6.18 observa-se que, na condição ARI-A, diferenças entre os perfis térmicos na parede da espira para as diferentes rotações não são muito perceptíveis. Apenas na região periférica da espira, notam-se temperaturas maiores em baixas rotações. Na região central da espira

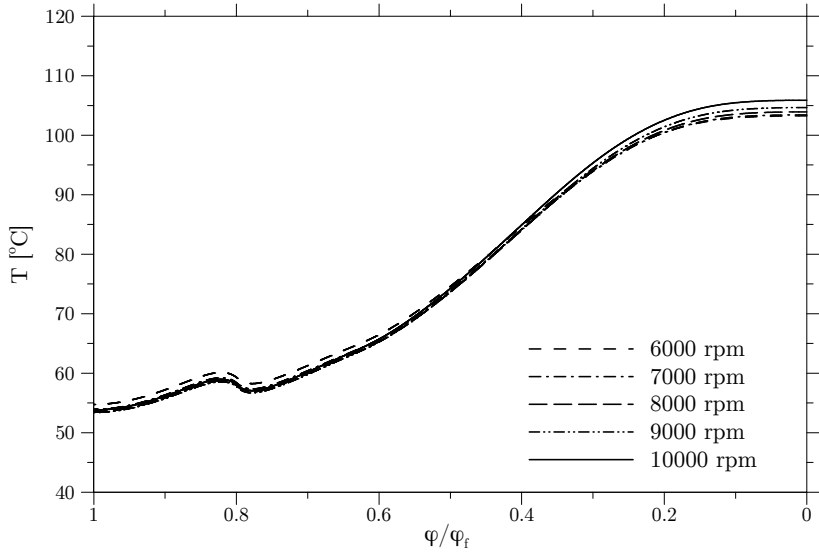


Figura 6.18 – Perfil térmico na parede da espira para diferentes rotações na condição ARI-A.

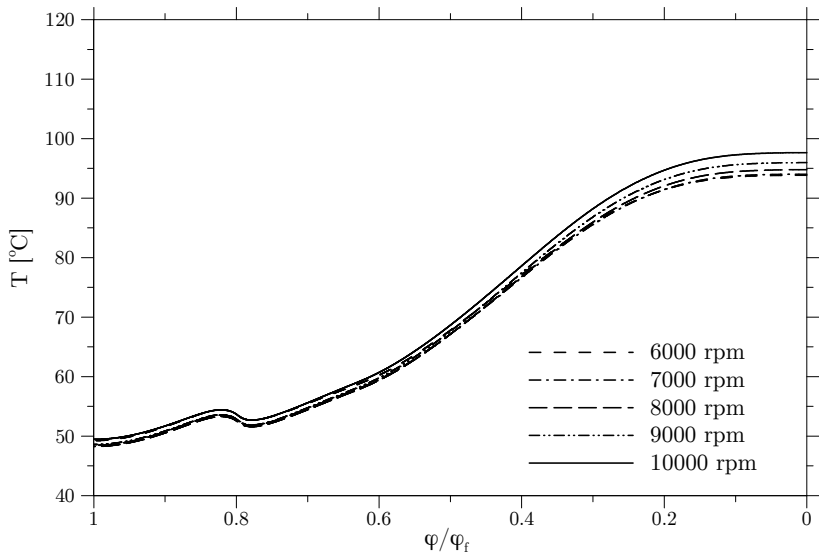


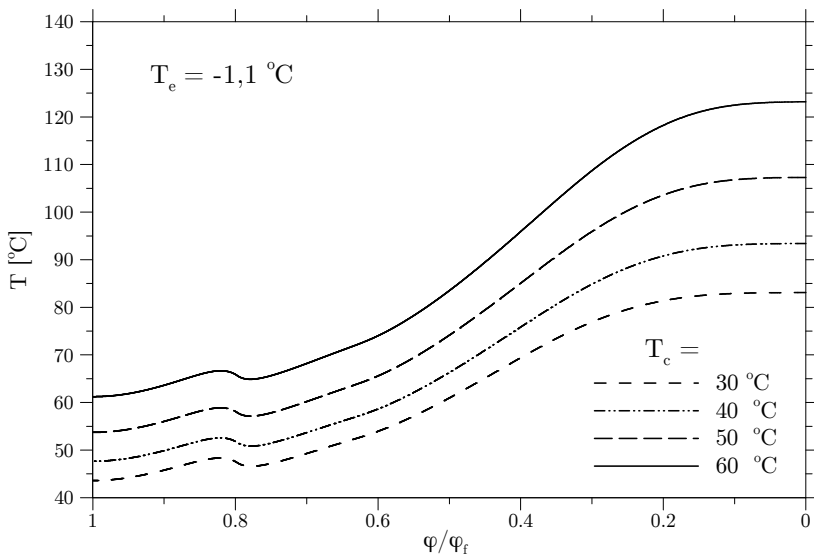
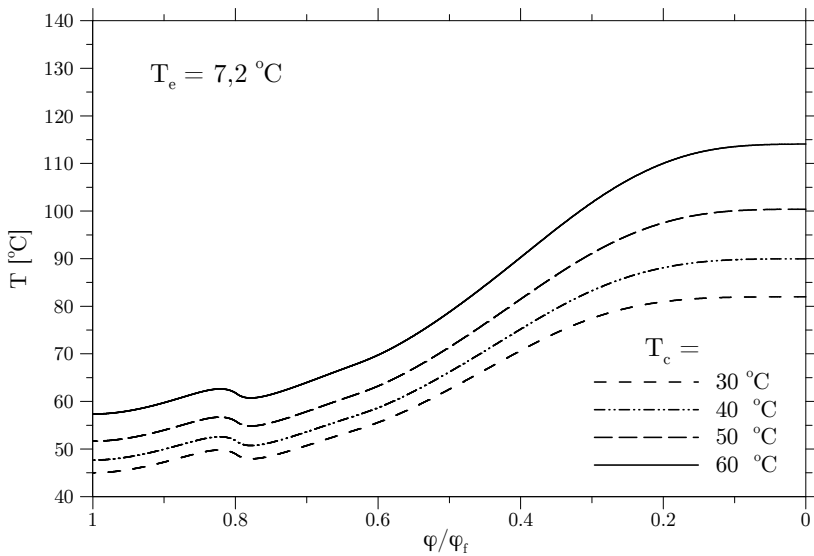
Figura 6.19 – Perfil térmico na parede da espira para diferentes rotações na condição ARI-D.

acontece o contrário, pois a temperatura de descarga aumenta com o aumento da velocidade de operação. Para a condição ARI-D (Figura 6.19), nota-se que as rotações mais elevadas estão sempre associadas a perfis de temperatura com níveis mais elevados. Esta diferença está associada ao fato de que na condição ARI-D a temperatura de sucção aumenta com o aumento de rotação, ao passo que na condição ARI-A as maiores temperaturas de sucção ocorrem nas menores velocidades de operação (ver seção 4.3.1).

As Figuras 6.20 e 6.21 avaliam a variação do perfil nas espiras com a temperatura de condensação, para dois valores de temperatura de evaporação. Em comparação com os resultados apresentados para a variação de rotação do compressor, pode-se afirmar que as alterações nas condições de pressão possuem impacto mais significativo sobre o perfil. Este impacto ocorre em relação aos níveis de temperatura, sendo que uma pequena alteração no formato do perfil de temperatura ocorre na região central da espira. Observa-se que na temperatura de evaporação mais baixa ocorre uma alteração mais efetiva dos níveis do perfil de temperatura com a variação da temperatura de condensação. Nestas figuras, nota-se a importância de um modelo consistente de previsão da temperatura de sucção, visto que a temperatura do gás no início do processo de compressão é a variável mais importante na determinação do perfil térmico da espira na região periférica. Além disso, a temperatura de sucção está diretamente relacionada à temperatura de descarga calculada, a qual influencia o formato do perfil de temperatura na região de descarga.

As Figuras 6.22 e 6.23 avaliam a variação do perfil de temperatura nas espiras com a temperatura de evaporação, para dois valores de temperatura de condensação. Nota-se que a variação da temperatura de evaporação tem um efeito pronunciado sobre o nível de temperatura das espiras. Pelo fato das menores temperatura de evaporação estarem associadas às maiores temperaturas de sucção, em função da maior razão de pressão, as temperaturas na espira resultam mais elevadas. Assim, quanto maior o valor de temperatura de condensação, mais afastados estarão os perfis térmicos para as diferentes temperaturas de evaporação em análise. Este aspecto está diretamente relacionado à temperatura de sucção calculada pelo modelo de escoamento simplificado, o qual leva em consideração a maior razão de pressão da temperatura de condensação mais elevada.

A Figura 6.24 apresenta os diversos fluxos de calor que influenciam a distribuição de temperatura da espira, com referência à condição ARI-A e rotação de 10000 rpm do compressor. O fluxo difusivo foi

Figura 6.20 – Perfil térmico na espira para 10000 rpm e $T_e = -1,1\text{ °C}$.Figura 6.21 – Perfil térmico na espira para 10000 rpm e $T_e = 7,2\text{ °C}$.

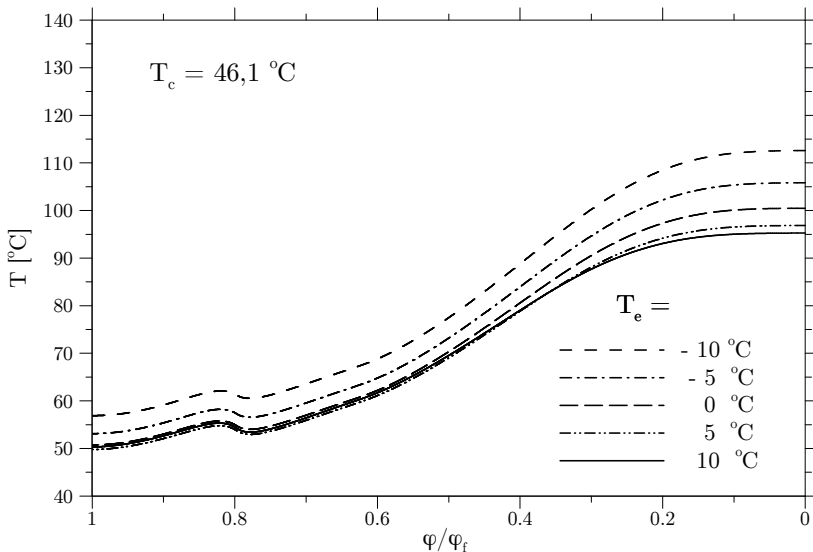


Figura 6.22 – Perfil térmico na espira para 10000 rpm e $T_c = 46,1 \text{ }^\circ\text{C}$.

considerado positivo quando ocorre, ao longo do comprimento da parede da espira, da região central para a região periférica da espira. Em relação aos demais termos, fluxo positivo significa energia entrando no volume de controle e fluxo negativo significa energia saindo do volume de controle situado nesse ponto. Nota-se que o fluxo de calor associado à transferência de calor por contato entre as espiras é muito mais significativo que os restantes. Este fluxo de calor de contato é o responsável pela condução de calor da região periférica para a região central da espira que ocorre em $\varphi/\varphi_f \approx 0,65$. A partir deste ponto, a transferência de calor por contato na região externa da espira termina, originando a condução de calor no sentido contrário ao esperado. Esta condução de calor negativa foi medida por Jang e Jeong (1999). Neste mesmo ponto o fluxo convectivo externo apresenta uma queda abrupta pois as faces externas dos volumes periféricos estão em contato com fluido refrigerante presente no entorno da espira. Em relação ao fluxo convectivo interno, a transição de valores negativos para positivos ocorre em $\varphi/\varphi_f \approx 0,50$, que representa o momento em que o gás em contato na face interna da espira deixa de receber e passa a fornecer calor à parede da espira.

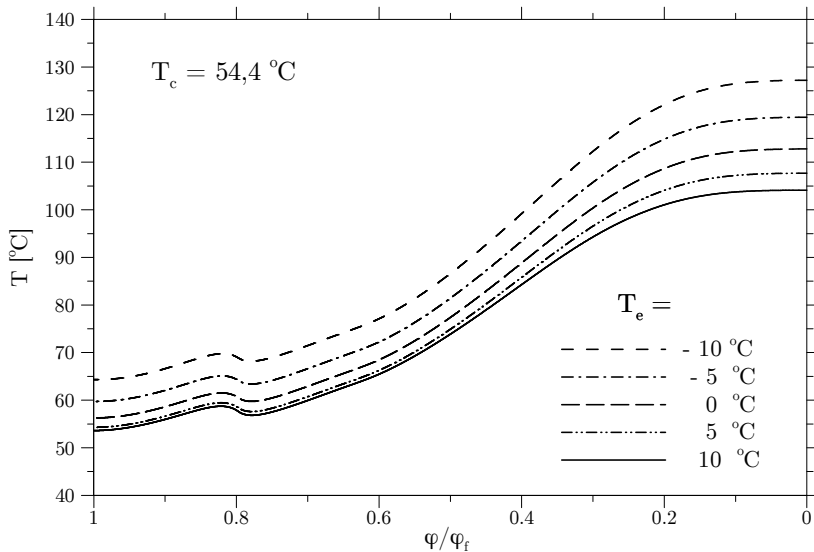


Figura 6.23 – Variação com a temperatura de evaporação do perfil térmico na espira para 10000 rpm e $T_c = 54,4$ °C.

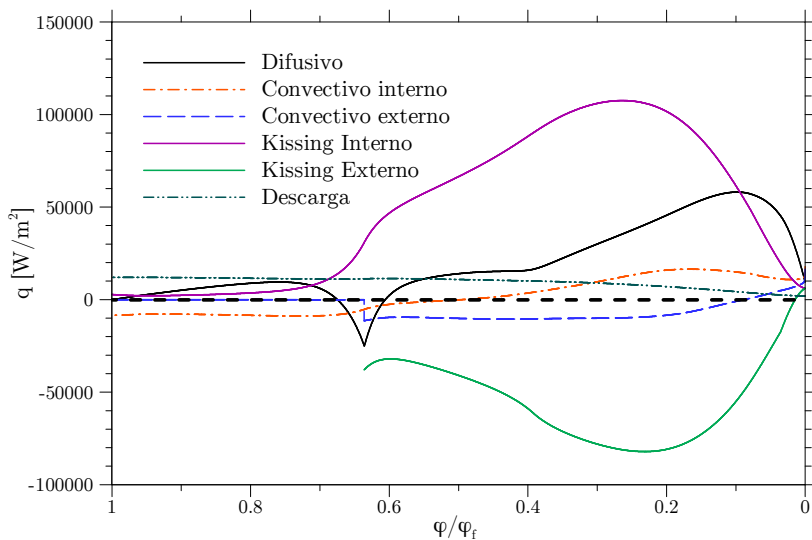


Figura 6.24 – Análise de fluxo de calor na espira. Condição ARI-A a 10000rpm.

6.4.3 Temperatura de descarga e eficiências

A condição de transferência de calor na espira influencia fortemente a temperatura de descarga e a eficiência do compressor. O objetivo desta seção é a análise dos resultados de temperatura de descarga e de eficiência do compressor com o emprego do procedimento acoplado do modelo de condução e o modelo global simplificado (MGS) para simulação do campo de temperatura.

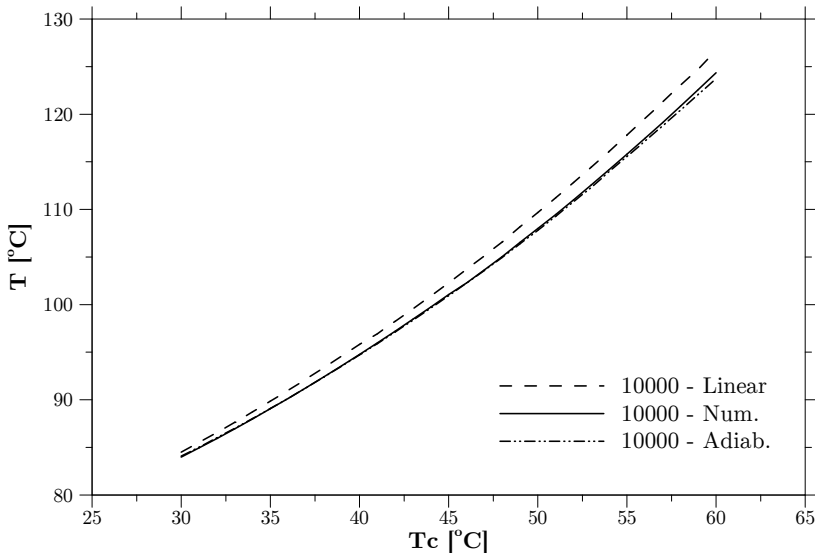


Figura 6.25 – Variação da temperatura de descarga, para diferentes formulações para troca de calor na câmara. $T_e = 7,2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Conforme apresentado na Figura 6.25, o modelo de condução na espira prevê uma redução na temperatura de descarga que não segue a hipótese de perfil linear de temperatura na espira. A temperatura fica muito próxima da condição de compressão adiabática, ou seja, sem transferência de calor entre a espira e as diversas câmaras. Aspectos como o resfriamento da região externa das espiras em contato com o pleno de sucção podem ser determinantes para a redução da temperatura de descarga, visto que permitem reduzir o superaquecimento do gás durante o processo de sucção.

Além dos efeitos relacionados à variação de temperatura de condensação, é importante que se analise também o impacto da variação da rotação do compressor sobre a temperatura de descarga. Para tal,

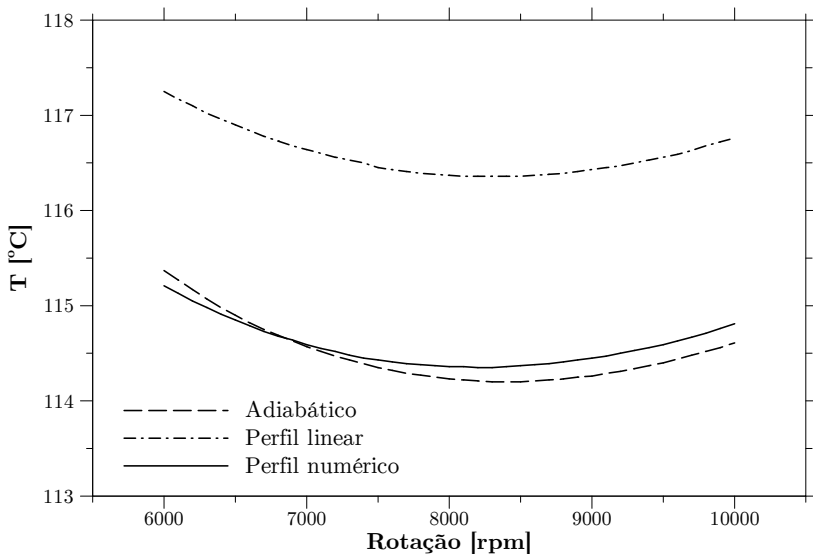


Figura 6.26 – Variação da temperatura de descarga com a rotação na condição ARI-A.

optou-se por avaliar este efeito para a condição ARI-A. Conforme observado por outros autores na literatura (KIM *et al.*, 1998), existe uma frequência intermédia na qual a temperatura de descarga é mínima. Esta frequência diz respeito à rotação em que os vazamentos começam a se tornar menos influentes, somado ao fato de que a transferência de calor no compressor ainda não é muito significativa. Novamente, nota-se que a temperatura de descarga calculada pelo modelo de condução é menor do que o valor obtido do perfil linear, chegando a ser menor do que a temperatura de descarga para a condição adiabática.

A dependência da eficiência isentrópica em relação à temperatura de condensação é representada na Figura 6.27 (a), observando-se que em função da redução da temperatura de descarga, a eficiência isentrópica obtida com o modelo de condução é maior do que aquela obtida com o perfil linear para as espiras. A eficiência isentrópica máxima é obtida entre $T_c = 50^\circ\text{C}$ e $T_c = 55^\circ\text{C}$, em função das perdas por subcompressão nas menores razões de pressão e por sobrecompressão nas maiores razões de pressão. A eficiência volumétrica do compressor reduz-se à medida que se aumenta a temperatura de condensação. Esta redução está associada com o aumento da temperatura de sucção e do

feito do vazamento nas maiores razões de pressão.

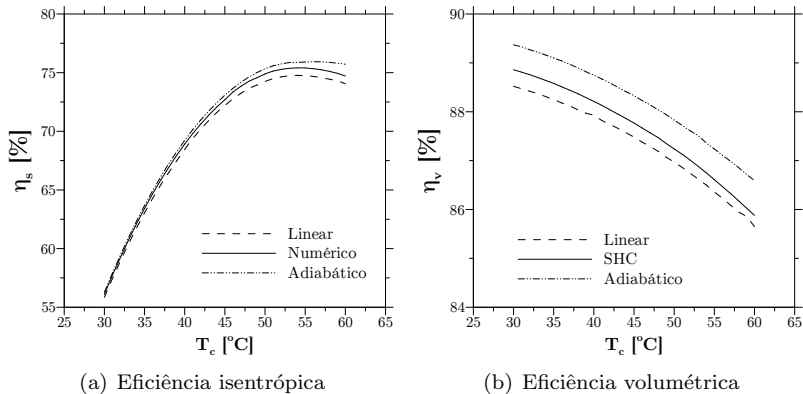


Figura 6.27 – Variação das eficiências termodinâmicas com a temperatura de condensação. $T_e = 7,2$ °C.

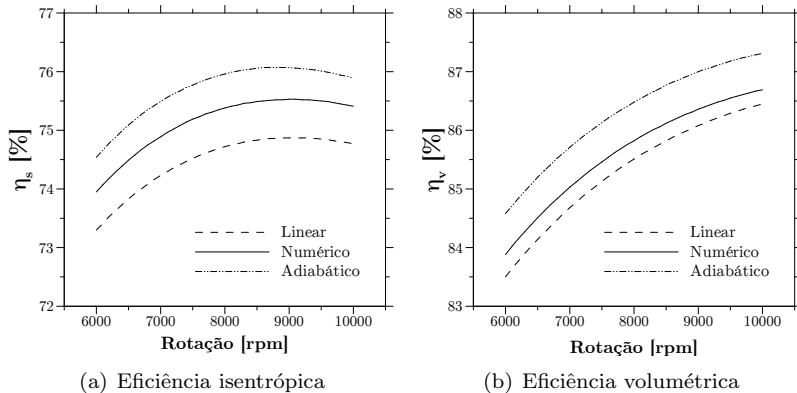


Figura 6.28 – Variação das eficiências termodinâmicas com a rotação. Condição ARI-A.

Na Figura 6.28 (a) observa-se que a eficiência isentrópica tem um ponto de máximo ao longo da velocidade de operação. À medida que a rotação do compressor aumenta, o efeito dos vazamentos se torna menos pronunciado, mas o efeito negativo crescente da transferência de calor explica a eficiência isentrópica máxima na rotação intermediária. O efeito da diminuição dos vazamentos pode ser melhor observado na

Figura 6.28 (b). O aumento da eficiência volumétrica do compressor é bem efetivo para as rotações mais elevadas. Confirma-se também que o modelo de condução nas espiras, acoplado a um dos modelos térmicos do compressor, permite a obtenção de um resultado intermediário entre a condição de perfil linear de temperatura e a condição de compressão adiabática.

Os resultados apresentados mostram que os efeitos de transferência de calor e vazamentos se sobrepõem ao longo da faixa de funcionamento do compressor. Desta forma, é necessário definir uma rotação ideal de trabalho para cada condição de razão de pressão, de modo a permitir que o compressor opere em uma condição em que a influência conjunta destes dois fatores negativos seja minimizada.

7 *Conclusões*

7.1 *Considerações iniciais*

A presente dissertação consistiu no desenvolvimento de modelos para a análise da distribuição de temperatura em compressores *scroll*. Parte do trabalho se baseou na análise da transferência de calor entre os componentes do compressor, ao passo que o restante foi dedicado aos fenômenos de transferência de calor durante o processo de compressão, com especial atenção às espiras.

No que diz respeito à interação térmica entre componentes, foi dado foco ao estudo do superaquecimento do fluido refrigerante no ambiente interno do compressor. Através de um procedimento experimental, medições de temperatura foram realizadas para diversos componentes em diferentes condições de rotação e razão de pressão do compressor. Os resultados experimentais foram utilizados para calibrar os modelos de formulação global desenvolvidos para prever numericamente a distribuição de temperatura no compressor. Além disto, um modelo que não necessita de calibração experimental foi também implementado, permitindo a previsão das temperaturas na câmara de sucção e no passador de descarga na saída do compressor.

Em relação à transferência de calor na câmara de compressão, um modelo numérico foi desenvolvido para calcular o perfil de temperatura ao longo da parede das espiras, utilizando dados de entrada calculados por um modelo de simulação do processo de compressão.

7.2 *Conclusões*

Os resultados experimentais apresentados no capítulo 4 mostraram que a temperatura de evaporação afeta de forma significativa o comportamento térmico do compressor de acordo com a velocidade de operação. Na condição de maior temperatura de evaporação, o for-

mato em “U” da variação de temperatura de diversos componentes indica uma redução do impacto negativo dos vazamentos com o aumento da rotação. Nas baixas rotações, o efeito negativo do vazamento contribui para o aumento da temperatura de sucção, reduzindo a eficiência isentrópica do compressor. Nas altas velocidades, o impacto negativo mais marcante é a transferência de calor, resultando em um aumento da temperatura de sucção e queda da eficiência isentrópica. Na condição de temperatura de evaporação mais baixa, os valores de temperatura crescem de forma linear com a rotação, pois o efeito negativo dos vazamentos é influente até nas altas rotações. O calor total absorvido pelo gás de sucção mantém-se constante com a rotação, em torno de 33% da potência consumida pelo compressor para a temperatura de evaporação mais alta e 37% da potência para a temperatura de evaporação mais baixa.

O efeito negativo do vazamento foi também observado na análise da variação da distribuição de temperatura dos componentes em relação à razão de pressão, havendo um aumento ligeiramente mais significativo dos níveis de temperatura do compressor para a rotação mais baixa. Verificou-se também que a eficiência isentrópica do compressor é máxima na condição de razão de pressão interna do compressor, sendo reduzida fora desta condição em função de perdas de subcompressão ou sobrecompressão. A eficiência volumétrica reduz-se nas altas razões de pressão em função dos vazamentos.

Ainda em relação ao testes experimentais, observou-se um aumento da eficiência termodinâmica do compressor devido à utilização de uma sucção direta simples na região de admissão do elemento de compressão, em relação à condição padrão de sucção indireta na região do motor. A sucção direta dupla mostrou também um aumento de eficiência termodinâmica, associado a um aumento não tão elevado da temperatura do motor, em comparação com a condição padrão.

Considerando os modelos térmicos desenvolvidos, os resultados obtidos com o modelo de escoamento simplificado (MES) permitem concluir que o mesmo é capaz de prever com boa concordância as temperaturas no interior do compressor, sendo útil em fases iniciais de projeto. Por possuírem calibração experimental, os modelos globais de simulação térmica apresentam uma acurácia maior na previsão da distribuição de temperatura do compressor analisado.

A comparação entre os modelos globais, mostra que o modelo global simplificado (MGS) é mais vantajoso que o modelo global de rede térmica (MGRT). O fato de o MGRT ter sido desenvolvido considerando uma maior interação térmica entre componentes dificulta o pro-

cedimento de balanço térmico e, assim, não se justifica frente às vantagens de previsão da temperatura de um número maior de componentes.

O modelo desenvolvido para cálculo do perfil de temperatura ao longo da espira previu um perfil que não segue a variação linear usualmente indicada na literatura. Por outro lado, a consideração da transferência de calor por contato entre espiras a diferentes temperaturas explica alguns desvios pontuais de temperatura também observados em medições na literatura. O *kissing heat transfer* é muito importante e deve ser considerado, já que os fluxos de calor associados a este modo de transferência de calor são significativamente maiores do que os fluxos de calor relativos à convecção com o gás nas câmaras e no ambiente de descarga.

O presente trabalho mostrou que o procedimento de solução acoplada dos modelos de simulação do processo de compressão, da distribuição de temperatura no compressor e de condução nas espiras é de fundamental importância para a análise do desempenho termodinâmico de compressores *scroll*.

7.3 Sugestões de trabalho futuros

Considerando a revisão realizada da literatura e os resultados do desenvolvimento deste trabalho, sugerem-se as seguintes atividades para melhorar o entendimento dos processos de transferência de calor em compressores *scroll*:

i Testar sucção mista

Neste trabalho foi analisado o posicionamento do passador de sucção na região do motor e das espiras. O posicionamento do passador na região superior do compressor tem a desvantagem de originar um aumento da temperatura dos componentes internos. O ideal seria que se tivesse um mecanismo no interior do compressor que defletisse o gás na entrada, de modo que uma parcela do fluido fosse succionada de forma direta, ao passo que a restante seria utilizada para resfriar as partes internas do compressor. O efeito desse mecanismo pode ser analisado de forma experimental ou numérica. Ainda relacionado ao processo de sucção, uma análise dos gradientes de temperatura na região de sucção do elemento de compressão poderia indicar o posicionamento mais adequado de um termopar para medição da temperatura de sucção.

ii Avaliar o impacto do óleo

O óleo lubrificante presente em compressores herméticos tem uma influência significativa sobre os processos de transferência de calor. A vazão de óleo lubrificante é considerável em compressores *scroll* e, desta forma, torna-se importante analisar o efeito do retorno de óleo sobre os modelos de distribuição de temperatura. No que diz respeito à câmara de compressão, o efeito do óleo pode ser significativo na determinação da transferência de calor por contato.

iii Avaliar o uso de métodos inversos

Métodos inversos de transferência de calor são usualmente empregados para determinar, a partir de um efeito de fácil medição, um parâmetro causador desse efeito. No caso dos modelos globais calibrados experimentalmente, pode-se utilizar métodos inversos para determinar de maneira matematicamente mais formal os coeficientes de condutância global. Nesse caso, aspectos como a incerteza experimental de medição seriam também utilizados durante o processo de calibração dos modelos globais.

iv Aprimorar os modelos de distribuição de temperatura

No caso do modelo de escoamento simplificado, podem ser testados outros comprimentos equivalentes e outras correlações da literatura para avaliar a concordância do modelo com dados experimentais. No modelo global de rede térmica, é necessário um estudo mais aprofundado das frações de calor que são utilizadas no procedimento de balanço térmico. Além dos aspectos citados, um modelo dinâmico de folga pode ser desenvolvido para tornar mais consistente a previsão de temperatura de sucção.

v Realizar simulações 3D da condução na parede espira

No presente trabalho, considerou-se uma formulação unidimensional para solução da condução de calor na parede da espira. Simulações tridimensionais da condução na espira podem ser realizadas, utilizando como parâmetros de entrada as condições de contorno de troca de calor por convecção e pelo contato entre as espiras. Isto permitiria avaliar se a formulação unidimensional é adequada para prever com exatidão o perfil térmico ao longo da parede da espira. As simulações tridimensionais podem também ser úteis para simular o perfil de outras regiões sólidas do compressor, como por exemplo a carcaça e o bloco.

vi **Aprimorar modelo de contato entre as espiras**

No modelo de condução apresentado neste trabalho, as espiras fixa e móvel foram simuladas da mesma maneira. No que diz respeito aos fenômenos de transferência de calor, diferenças entre estas duas espiras podem ser encontradas em relação à convecção com o pleno de sucção na região periférica da espira, além de termos fonte referentes ao calor transferido através da base de cada uma das espiras. Caso as duas espiras fossem simuladas de forma independente, poder-se-ia representar melhor transferência de calor por contato. Além disto, fenômenos transientes que ocorrem na região de contato, tais como a presença do óleo, de gás e a geração de calor por atrito entre espiras, poderiam também ser considerados.

Referências

AHRI. *Standard for performance rating of positive displacement refrigerant compressors and compressor Units*. 2004.

ANSYS. *CFX Pre version 13.0 Manual*. [S.l.: s.n.], 2010.

ASHRAE. *Handbook - HVAC Systems and Equipment*. [S.l.]: ASHRAE, 2004.

BEJAN, A.; KRAUS, A. D. *Heat Transfer Handbook*. [S.l.]: Wiley-Interscience, 2003.

CAILLAT, J.-L.; NI, S.; DANIELS, M. A computer model for scroll compressors. In: *Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue University*. [S.l.: s.n.], 1988.

CARRIER. *Scroll compressors: high efficiency compression for commercial and industrial applications*. [S.l.], 2004.

CHEN, Y.; HALM, N. P.; GROLL, E. A.; BRAUN, J. E. Mathematical modeling of scroll compressors - part i: compression process modeling. *International Journal of Refrigeration*, v. 25, p. 731–750, 2002.

CHEN, Y.; HALM, N. P.; GROLL, E. A.; BRAUN, J. E. Mathematical modeling of scroll compressors - part ii: overall compressor modeling. *International Journal of Refrigeration*, v. 25, p. 751–764, 2002.

CHURCHILL, S.; BERNSTEIN, M. A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in cross flow. *J. Heat Transfer*, v. 99, p. 300, 1977.

L. Creux. *Rotary Engine*. 1905. US Patent 802,182.

CUEVAS, C.; LEBRUN, J. Testing and modelling of a variable speed scroll compressor. *Applied Thermal Engineering*, v. 29, p. 469–478, 2009.

CUEVAS, C.; LEBRUN, J.; LEMORT, V.; WINANDY, E. Characterization of a scroll compressor under extended operating conditions. *Applied Thermal Engineering*, v. 30, p. 605–615, 2010.

DUPREZ, M.-E.; DUMONT, E.; FRÈRE, M. Modelling of reciprocating and scroll compressors. *International Journal of Refrigeration*, v. 30, p. 873–886, 2007.

DUPREZ, M.-E.; DUMONT, E.; FRÈRE, M. Modeling of scroll compressors: Improvements. *International Journal of Refrigeration*, v. 33, p. 721–728, 2010.

DUTRA, T. *Investigação experimental da transferência de calor em componentes de compressores alternativos de refrigeração doméstica*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.

FERREIRA, W. M. *Modelagem do carregamento dinâmico e das perdas mecânicas em um compressor scrol*. [S.l.], 2012.

GOSNEY, W. B. *Principles of refrigeration*. [S.l.: s.n.], 1982.

T. Hirano, K. Hagimoto e K. Takeda. *Scroll-type fluid machine with specific inner curve segments*. 1989. U.S. Patent 4.859.973.

JANG, K.; JEONG, S. Temperature and heat flux measurement inside variable-speed scroll compressor. In: *Proceedings of 20th International Congress of Refrigeration*. Syndey, USA: [s.n.], 1999.

JANG, K.; JEONG, S. Experimental investigation on convective heat transfer mechanism in a scroll compressor. *International Journal of Refrigeration*, v. 29, p. 744–753, 2006.

KAKAC, S.; PRAMUANJAROENKIJ, A.; LIU, H. *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*. [S.l.]: CRC Press, 2002.

KIM, Y.; SEO, K.-J.; PARK, H.-H. Modeling of the performance of and inverter driven scroll compressor. In: *Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue University*. [S.l.: s.n.], 1998. p. 755–760.

KNEER, R.; FIEBERG, C. *Thermal Contact Conductance Under High Pressure and High Temperature Conditions*.

KREMER, R. *Análise teórica e experimental da influência da atomização de óleo em processos de compressão*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.

LAN, L.; LIAN, Z.; PAN, L. The effects of air temperature on office workers well-being, workload and productivity-evaluated with subjective ratings. *Applied Ergonomics*, v. 42, p. 29–36, 2010.

LEE, G. H. Performance simulation of scroll compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, v. 216 no. 2, p. 169–179, 2002.

- LIN, C.; CHANG, Y.; LIANG, K.; HUNG, C. Temperature and thermal deformation analysis on scrolls of scroll compressor. *Applied Thermal Engineering*, v. 25, p. 1724–1739, 2005.
- MALISKA, C. R. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. [S.l.]: LTC Editora, 2^a Edição, 2004.
- NIST. *Refprop - Reference fluid thermodynamic and transport properties*. [S.l.]: NIST, 2007.
- OOI, K. T.; ZHU, J. Convective heat transfer in a scroll compressor chamber: a 2-d simulation. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 43, p. 677–688, 2004.
- OZISIK, M. N. *Heat Conduction*. 2. ed. New York: John Wiley & Sons Inc, 1993. 716 p.
- PARK, Y. C.; KIM, Y.; CHO, H. Thermodynamic analysis on the performance of a variable speed scroll compressor with refrigerant injection. *International Journal of Refrigeration*, v. 25, p. 1072–1082, 2002.
- PEREIRA, E. L. L. *Modelação e análise de vazamentos e transferência de calor em compressores scroll*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.
- PRESS, W. H.; TEUKOLSKY, S. A.; VETTERLING, W. T.; FLANNERY, B. P. *Numerical Recipes 3rd Edition: The Art of Scientific Computing*. [S.l.]: Cambridge University Press, 2007.
- PROCEL. *Avaliação do mercado de eficiência energética no Brasil: Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso - ano base 2005*. [S.l.], 2007.

- ROVIRA, J.; ROGILA, J.; SEGARRA, C. D. P.; OLIVA, A. Numerical simulation of wrap scroll temperature for refrigeration and air conditioning compressors. In: *Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue University*. [S.l.: s.n.], 2012.
- SHUAIHUI, S.; LIANSHENG, Z. Y. L.; PENGCHENG, S. Simulation research on scroll refrigeration compressor with external cooling. *International Journal of Refrigeration*, v. 33, p. 897–906, 2010.
- SUEFUJI, K.; SHIIBAYASHI, M.; TOJO, K. Performance analysis of hermetic scroll compressors. In: *Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue University*. [S.l.: s.n.], 1992.
- SUNDER, S. *Thermodynamic and heat transfer modeling of a scroll pump*. Tese (Doutorado) — Massachusetts Institute of Technology, 1997.
- WAGNER, T. C.; MARCHESE, A. J.; MCFARLIN, D. J. Characterization of thermal processes in scroll compressors. In: *Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue University*. West Lafayette, USA: [s.n.], 1992. p. 97–106.
- WINANDY, E.; SAAVEDRA, C.; LEBRUN, J. Experimental analysis and simplified modeling of a hermetic scroll refrigeration compressor. *Applied Thermal Engineering*, v. 22, p. 107–120, 2002.
- WINANDY, E. L.; LEBRUN, J. Scroll compressors using gas and liquid injection: experimental analysis and modelling. *International Journal of Refrigeration*, v. 25, p. 1143–1156, 2002.
- YOUNG, W. C.; BUDYNAS, R. G. *Roarks Formulas for Stress and Strain*. [S.l.]: McGraw-Hill, 7^a Edição, 2002.

ZHENQUAN, L.; GUIRONG, D.; ZHIYONG, Q.; JIANFENG, G. The conjugacy analysis of modified part of scroll profiles. In: *Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue University*. West Lafayette, USA: [s.n.], 1992. p. 479–484.

APÊNDICE A

Análise CFD do ambiente de descarga

As simulações numéricas do escoamento e da transferência de calor realizadas no pleno de descarga tiveram como objetivo analisar a diferença entre a temperatura do gás na descarga da espira e no passador de descarga na carcaça. Além disso, a simulação permitiu determinar a transferência de calor entre o gás e as paredes, auxiliando na calibração do modelo global de rede térmica. Para realizar a simulação, foi utilizado o código comercial CFX-Pre versão 13.0 da ANSYS.

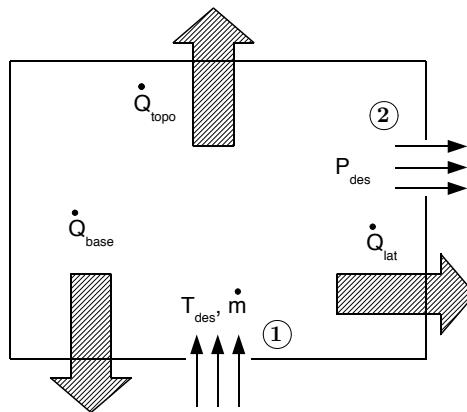


Figura A.1 – Domínio de solução da simulação CFD do pleno de descarga.

Como método de resolução, foi utilizado o procedimento de volumes finitos baseado em elementos (*EBvfm*). A malha foi gerada com cerca de um milhão de elementos. As equações de conservação da massa, de conservação da quantidade de movimento, conservação da energia foram resolvidas para a condição de regime permanente. A contribuição da turbulência para o transporte das propriedades do escoamento foi avaliada com o modelo $k-\varepsilon$, com o auxílio de funções parede.

A Figura A.1 ilustra o domínio de solução. O escoamento foi considerado subsônico e as condições de contorno utilizadas na entrada (1) foram a vazão mássica e a temperatura de descarga disponíveis do modelo de simulação do compressor. Na saída (2), utilizou-se como condição de contorno a pressão de descarga. Condição de não deslizamento e de temperatura foram prescritas nas paredes do pleno de descarga. Empregaram-se uma função de interpolação de alta resolução (ANSYS, 2010) e um solver *multigrid* acoplado para solução das equações.

Os resultados referentes a estas simulações são apresentados na Tabela A.1.

Tabela A.1 – Resultados da simulação CFD no pleno de descarga

ID	T_{des} [°C]	T_{sai} [°C]	ΔT [°C]	\dot{Q}_{topo} [W]	\dot{Q}_{lat} [W]	\dot{Q}_{base} [W]
9	75.02	70.02	5.00	31.86	62.81	37.70
10	80.12	74.61	5.51	45.79	84.60	50.28
11	91.04	84.55	6.49	42.76	85.64	52.25
12	93.80	87.48	6.32	52.83	101.38	63.37
13	103.23	95.81	7.42	50.26	100.98	61.22
14	104.71	97.22	7.49	67.20	133.85	77.83
15	116.84	107.55	9.29	69.69	133.58	79.19
16	118.42	109.36	9.06	79.97	165.90	98.06

APÊNDICE B

Modelos de distribuição de temperatura

B.1 Balanço térmico

B.1.1 Eficiências elétrica e mecânica

A seguinte curva característica para a eficiência do motor elétrico foi obtida através de dados experimentais:

$$\eta_{ele} = 97,36 + \frac{\dot{W}_{mec} - 424,9 - 0,6259\omega}{63,56 + \dot{W}_{mec}} - \frac{49210\dot{W}_{mec} - 37,35\dot{W}_{mec}^2}{\omega^2 - 3080000}, \quad (\text{B.1})$$

onde \dot{W}_{mec} é a potência de eixo em [W] e ω é a velocidade de rotação do compressor em [rpm].

A eficiência eletromecânica do compressor é dada por:

$$\eta_{emc} = \frac{\dot{W}_{pv}}{\dot{W}_{ele}}, \quad (\text{B.2})$$

onde \dot{W}_{pv} é a potência indicada e \dot{W}_{ele} é o consumo elétrico. A potência indicada é obtida através do modelo de Pereira (2012), considerando a temperatura de sucção medida experimentalmente, folga de 6 μm e perfil de temperatura linear na espira.

A partir da eficiência eletromecânica calculada pela Equação B.2

e da eficiência elétrica dada pela Equação B.1 calcula-se a eficiência mecânica nas condições desejadas, através da expressão:

$$\eta_{mec} = \frac{\eta_{emc}}{\eta_{ele}}. \quad (B.3)$$

As eficiências eletromecânica, elétrica e mecânica do compressor para os testes 9 a 20 são apresentados na Tabela B.1.

Tabela B.1 – Eficiências eletromecânicas do procedimento de balanço térmico.

Nº teste	Condição	Velocidade[rpm]	η_{emc}	η_{ele}	η_{mec}
9	ARI-F	8000	0,697	0,917	0,760
10	ARI-F	10000	0,649	0,923	0,703
11	ARI-C	8000	0,661	0,922	0,717
12	ARI-C	10000	0,630	0,925	0,681
12	ARI-B	8000	0,658	0,923	0,714
14	ARI-B	10000	0,634	0,925	0,685
15	ARI-A	8000	0,657	0,921	0,713
16	ARI-A	10000	0,642	0,924	0,695
17	ARI-D	8000	0,624	0,922	0,676
18	ARI-D	10000	0,606	0,926	0,655
19	ARI-G	8000	0,625	0,920	0,679
20	ARI-G	10000	0,595	0,924	0,644

Os dados de eficiência na Tabela B.1 são suficientes para calibração do modelo global simplificado (MGS). No entanto, para calibração do modelo global de rede térmica (MGRT) são necessárias perdas mecânicas em diversos componentes do compressor, tais como no anel de *Oldham* (\dot{W}_{old}), no eixo excêntrico (\dot{W}_{exc}), no eixo do motor (\dot{W}_{exo}), no flanco das espiras (\dot{W}_{scr}) e no mancal de escora \dot{W}_{esc} . As perdas mecânicas utilizadas na calibração do MGRT estão dispostas na Tabela B.2.

Tabela B.2 – Perdas mecânicas utilizadas no balanço térmico do MGRT.

N ^o teste	Eixo	Excêntrico	Escora	<i>Oldham</i>	Flanco
9	77,5	38,4	62,7	4,1	60,1
10	155,1	75,1	88,1	6,5	115,9
11	153,3	73,7	68,6	4,4	57,6
12	215,1	102,9	94,0	6,8	112,7
12	192,3	92,0	74,4	4,8	55,2
14	256,1	122,2	100,5	7,2	109,7
15	220,2	105,4	82,6	5,4	52,5
16	298,2	142,1	109,7	7,8	106,2
17	214,2	101,0	65,5	4,5	53,7
18	234,1	111,4	94,1	6,8	107,8
19	174,6	82,5	59,0	4,0	57,3
20	230,3	108,6	87,3	6,3	112,4

B.2 Coeficientes de condutância global

Os coeficientes de condutância global (UA) calculados através do procedimento de balanço térmico para ambos os modelos globais são apresentados nas Tabelas B.3 a B.6.

Tabela B.3 – Coeficientes de condutância global do MGS

ID	Coeficientes de condutância global (UA) [W/m^2K]				
	<i>mot</i> → <i>suc</i>	<i>car</i> → <i>suc</i>	<i>ole</i> → <i>car</i>	<i>cds</i> → <i>car</i>	<i>car</i> → <i>amb</i>
9	5.51	34.64	24.85	7.83	24.54
10	6.58	43.12	36.82	7.04	23.54
11	5.90	39.89	32.86	5.43	30.24
12	6.81	46.80	48.12	5.20	31.85
13	5.91	39.73	34.21	5.04	29.12
14	7.08	45.59	44.39	5.17	35.99
15	6.39	40.60	36.85	4.65	36.28
16	7.41	52.14	45.86	4.99	40.85
17	4.04	20.08	27.80	4.83	23.67
18	4.65	22.82	38.11	5.19	24.16
19	4.70	29.68	20.43	4.92	25.27
20	5.47	35.62	37.41	4.88	31.47

Tabela B.4 – Coeficientes de condutância global do MGRT - Parte 1.

ID	Coeficientes de condutância global (UA) [W/m^2K]			
	<i>ole</i> → <i>suc</i>	<i>mot</i> → <i>suc</i>	<i>car</i> → <i>suc</i>	<i>ole</i> → <i>car</i>
9	3.35	2.45	22.87	6.65
10	2.37	2.20	28.82	17.61
11	5.42	2.65	24.70	10.26
12	3.15	2.23	32.41	23.77
13	5.71	2.65	23.72	12.07
14	3.10	2.32	30.25	23.03
15	5.92	2.81	23.29	14.26
16	3.48	2.44	38.55	25.26
17	1.67	1.33	12.06	19.30
18	1.76	1.55	13.94	20.98
19	1.58	1.63	22.03	10.72
20	2.30	1.93	23.02	19.28

Tabela B.5 – Coeficientes de condutância global do MGRT - Parte 2.

ID	Coeficientes de condutância global (UA) [W/m^2K]			
	<i>mot</i> → <i>car</i>	<i>car</i> → <i>amb</i>	<i>fra</i> → <i>suc</i>	<i>efx</i> → <i>car</i>
9	17.31	6.90	3.88	5.62
10	23.96	9.79	6.19	6.50
11	11.56	13.53	4.45	3.52
12	15.64	13.88	6.30	4.24
13	10.81	14.83	4.39	3.07
14	16.18	17.83	5.97	3.81
15	10.54	16.98	4.16	2.58
16	13.25	21.12	5.75	3.10
17	33.23	11.10	3.43	3.56
18	42.31	10.02	4.53	5.81
19	15.95	12.02	4.13	4.38
20	18.81	14.76	5.74	4.54

Tabela B.6 – Coeficientes de condutância global do MGRT - Parte 3.

ID	Coeficientes de condutância global (UA) [W/m^2K]			
	<i>cds</i> → <i>efx</i>	<i>cds</i> → <i>tam</i>	<i>tam</i> → <i>amb</i>	<i>tam</i> → <i>car</i>
9	6.50	10.17	3.62	9.06
10	5.28	9.39	3.03	7.84
11	4.15	7.61	2.43	5.18
12	3.74	7.61	2.20	4.81
13	3.73	7.38	2.15	4.54
14	3.65	7.73	2.15	4.64
15	3.37	6.76	2.04	4.22
16	3.56	7.39	2.17	4.45
17	3.29	9.39	1.62	3.87
18	2.78	11.78	1.57	3.75
19	2.97	6.59	2.23	5.18
20	3.50	6.78	2.12	4.99

B.3 Simulação térmica

B.3.1 Eficiências elétrica e mecânica

A perda elétrica durante a simulação térmica é calculada pela curva utilizada no procedimento de balanço térmico, e dada pela Equação B.1.

No que diz respeito às perdas mecânicas o procedimento é diferente. Ferreira (2012) desenvolveu um trabalho em que são calculadas as forças de carregamento que originam as principais perdas mecânicas em compressores *scroll*. Através dessas forças de carregamento e de fatores de atrito, pode-se calcular a força de atrito em cada componente, dada por:

$$F_f = fF_N, \quad (\text{B.4})$$

onde F_N é o carregamento normal à superfície, F_f é a força de atrito e f é um fator de atrito. A perda mecânica instantânea para um dado componente é dada por:

$$P = F_f V_{rel}, \quad (\text{B.5})$$

onde P é a perda mecânica instantânea e V_{rel} é a velocidade relativa entre as superfícies. A perda mecânica média do componente ao longo do ciclo é dada por:

$$\bar{P} = \frac{1}{t} \sum P \Delta T, \quad (\text{B.6})$$

onde \bar{P} é a perda mecânica do componente no ciclo, ΔT é o passo de tempo do modelo de simulação do processo de compressão, e t é o tempo de duração de um ciclo de compressão. Os fatores de atrito presentes na Equação B.4 foram calibrados de modo à representar as perdas mecânicas apresentadas na Tabela B.2.

B.3.2 Comparação com dados experimentais

Nas Tabelas B.7 a B.18 compara-se a temperatura de calibração com os resultados obtidos pelos modelos de condutância global. Os “UAs calibrados” dizem respeito aos coeficientes de condutância global obtidos através do processo de calibração. Já os “UAs ajustados” dizem respeito aos coeficientes de condutância global calculados através das curvas que foram ajustadas utilizando os coeficientes de condutância global dos testes 9 a 12, 15 e 16, conforme discutido nas seções 5.3.2 e 5.4.2.

Tabela B.7 – Comparação dos resultados do MGS com os dados de calibração para condição ARI-F

Velocidade	Temperaturas	Exp. [°C]	UAs calibrados [°C]	UAs ajustados [°C]
8000 rpm	T_{suc}	38.5	38.9	38.6
	T_{des}	78.7	78.4	78.0
	T_{sai}	69.1	68.9	69.4
	T_{ole}	50.1	50.5	47.5
	T_{mot}	46.3	46.5	46.3
	T_{car}	40.3	40.7	40.4
10000 rpm	T_{suc}	39.6	40.1	40.1
	T_{des}	81.7	81.3	81.3
	T_{sai}	74.2	73.9	74.0
	T_{ole}	53.3	53.9	52.6
	T_{mot}	48.5	48.8	48.9
	T_{car}	41.7	42.3	42.3

Tabela B.8 – Comparação dos resultados do MGS com os dados de calibração para condição ARI-C

Velocidade	Temperaturas	Exp. [°C]	UAs calibrados [°C]	UAs ajustados [°C]
8000 rpm	T_{suc}	41.1	41.3	41.1
	T_{des}	93.1	93.0	92.8
	T_{sai}	84.0	83.9	83.6
	T_{ole}	52.0	52.3	51.9
	T_{mot}	49.3	49.4	49.2
	T_{car}	41.2	41.5	41.8
10000 rpm	T_{suc}	41.2	41.5	41.5
	T_{des}	94.4	94.2	94.2
	T_{sai}	87.3	87.1	86.7
	T_{ole}	53.4	53.8	54.5
	T_{mot}	51.3	51.5	50.8
	T_{car}	42.1	42.5	42.4

Tabela B.9 – Comparação dos resultados do MGS com os dados de calibração para condição ARI-B

Velocidade	Temperatura	Exp.	UAs calibrados	UAs ajustados
	-turas	[°C]	[°C]	[°C]
8000 rpm	T_{suc}	43.2	43.2	42.7
	T_{des}	105.3	105.3	104.7
	T_{sai}	95.2	95.3	94.8
	T_{ole}	55.1	55.1	54.1
	T_{mot}	52.6	52.7	51.7
	T_{car}	43.1	43.1	42.4
10000 rpm	T_{suc}	42.4	42.5	42.9
	T_{des}	105.3	105.2	105.6
	T_{sai}	97.1	97.0	97.5
	T_{ole}	56.9	57.1	56.1
	T_{mot}	53.5	53.6	53.2
	T_{car}	43.4	43.5	42.9

Tabela B.10 – Comparação dos resultados do MGS com os dados de calibração para condição ARI-A

Velocidade	Temperatura	Exp.	UAs calibrados	UAs ajustados
	-turas	[°C]	[°C]	[°C]
8000 rpm	T_{suc}	44.4	44.5	44.2
	T_{des}	118.2	118.3	118.0
	T_{sai}	107.3	107.4	107.1
	T_{ole}	56.6	56.6	55.8
	T_{mot}	55.3	55.3	55.0
	T_{car}	43.6	43.6	43.1
10000 rpm	T_{suc}	44.5	44.6	44.5
	T_{des}	118.7	118.7	118.6
	T_{sai}	109.2	109.2	109.8
	T_{ole}	58.0	58.1	58.1
	T_{mot}	56.6	56.6	56.7
	T_{car}	43.6	43.7	43.6

Tabela B.11 – Comparação dos resultados do MGS com os dados de calibração para condição ARI-D

Velocidade	Temperaturas	Exp. [°C]	UAs calibrados [°C]	UAs ajustados [°C]
8000 rpm	T_{suc}	41.2	41.3	46.7
	T_{des}	112.6	112.7	118.2
	T_{sai}	99.2	99.3	102.7
	T_{ole}	63.0	63.0	53.5
	T_{mot}	55.6	55.3	47.7
	T_{car}	47.1	47.1	41.4
10000 rpm	T_{suc}	41.0	41.0	45.7
	T_{des}	112.8	112.8	117.6
	T_{sai}	101.5	101.6	105.0
	T_{ole}	65.3	65.4	53.0
	T_{mot}	57.4	57.3	47.9
	T_{car}	49.2	49.3	40.7

Tabela B.12 – Comparação dos resultados do MGS com os dados de calibração para condição ARI-G

Velocidade	Temperaturas	Exp. [°C]	UAs calibrados [°C]	UAs ajustados [°C]
8000 rpm	T_{suc}	40.8	40.9	42.7
	T_{des}	93.8	93.7	95.5
	T_{sai}	83.5	83.4	83.5
	T_{ole}	59.9	60.0	50.9
	T_{mot}	49.6	49.7	45.7
	T_{car}	41.9	42.1	40.7
10000 rpm	T_{suc}	40.5	40.7	43.4
	T_{des}	94.6	94.5	97.3
	T_{sai}	86.3	86.2	87.3
	T_{ole}	57.2	57.4	53.8
	T_{mot}	51.3	51.4	47.4
	T_{car}	42.4	42.6	41.5

Tabela B.13 – Comparação dos resultados do MGRT com os dados de calibração para condição ARI-F

Velocidade	Temperatura	Exp.	UAs calibrados	UAs ajustados
	-turas	[°C]	[°C]	[°C]
8000 rpm	T_{suc}	38.5	39.1	39.2
	T_{des}	78.7	78.5	78.6
	T_{sai}	69.1	69.2	69.3
	T_{ole}	50.1	50.4	47.3
	T_{mot}	46.3	46.7	46.3
	T_{car}	43.2	43.6	43.2
	T_{fra}	55.6	59.1	57.4
	T_{efx}	61.1	62.3	62.3
	T_{tam}	55.4	55.5	55.5
10000 rpm	T_{suc}	39.6	40.2	41.1
	T_{des}	81.7	81.4	82.3
	T_{sai}	74.2	74.2	75.1
	T_{ole}	53.3	53.8	53.6
	T_{mot}	48.5	49.0	50.0
	T_{car}	44.9	45.4	45.9
	T_{fra}	58.2	61.5	62.0
	T_{efx}	63.1	64.9	65.5
	T_{tam}	58.7	58.8	59.4

Tabela B.14 – Comparação dos resultados do MGRT com os dados de calibração para condição ARI-C

Velocidade	Temperaturas	Exp. [°C]	UAs calibrados [°C]	UAs ajustados [°C]
8000 rpm	T_{suc}	41.1	41.4	41.3
	T_{des}	93.1	93.1	92.9
	T_{sai}	84.0	84.1	84.0
	T_{ole}	52.0	52.2	52.0
	T_{mot}	49.3	49.5	48.7
	T_{car}	43.8	44.0	43.9
	T_{fra}	60.8	62.5	64.5
	T_{efx}	69.6	70.7	70.8
	T_{tam}	64.6	64.7	64.6
10000 rpm	T_{suc}	41.2	41.6	41.5
	T_{des}	94.4	94.3	94.3
	T_{sai}	87.3	87.3	87.3
	T_{ole}	53.4	53.7	54.4
	T_{mot}	51.3	51.6	51.1
	T_{car}	45.2	45.5	45.4
	T_{fra}	61.9	63.9	64.4
	T_{efx}	70.3	71.9	71.9
	T_{tam}	67.3	67.4	67.4

Tabela B.15 – Comparação dos resultados do MGRT com os dados de calibração para condição ARI-B

Velocidade	Temperaturas	Exp. [°C]	UAs calibrados [°C]	UAs ajustados [°C]
8000 rpm	T_{suc}	43.2	43.3	42.5
	T_{des}	105.3	105.3	104.5
	T_{sai}	95.2	95.3	95.0
	T_{ole}	55.1	55.1	54.0
	T_{mot}	52.6	52.7	50.9
	T_{car}	45.9	46.0	44.6
	T_{fra}	65.9	66.4	67.6
	T_{efx}	76.7	77.1	76.7
	T_{tam}	72.6	72.6	71.5
10000 rpm	T_{suc}	42.4	42.6	42.6
	T_{des}	105.3	105.3	105.3
	T_{sai}	97.1	97.1	97.6
	T_{ole}	56.9	57.1	56.0
	T_{mot}	53.5	53.6	53.6
	T_{car}	46.8	47.0	46.1
	T_{fra}	66.6	67.6	66.4
	T_{efx}	76.3	77.1	77.8
	T_{tam}	73.9	74.0	73.9

Tabela B.16 – Comparação dos resultados do MGRT com os dados de calibração para condição ARI-A

Velocidade	Temperaturas	Exp. [°C]	UAs calibrados [°C]	UAs ajustados [°C]
8000 rpm	T_{suc}	44.4	44.5	43.8
	T_{des}	118.2	118.3	117.6
	T_{sai}	107.3	107.4	106.8
	T_{ole}	56.6	56.6	55.8
	T_{mot}	55.3	55.3	54.1
	T_{car}	47.2	47.3	45.8
	T_{fra}	70.2	70.4	69.9
	T_{efx}	83.8	84.0	82.9
	T_{tam}	79.2	79.3	78.2
10000 rpm	T_{suc}	44.5	44.6	44.3
	T_{des}	118.7	118.7	118.4
	T_{sai}	109.2	109.3	109.1
	T_{ole}	58.0	58.0	58.5
	T_{mot}	56.6	56.7	57.6
	T_{car}	47.2	47.3	47.7
	T_{fra}	71.0	71.7	68.9
	T_{efx}	84.1	84.7	84.8
	T_{tam}	80.4	80.5	80.4

Tabela B.17 – Comparação dos resultados do MGRT com os dados de calibração para condição ARI-D

Velocidade	Temperaturas	Exp. [°C]	UAs calibrados [°C]	UAs ajustados [°C]
8000 rpm	T_{suc}	41,2	41,5	43,2
	T_{des}	112,6	112,9	112,6
	T_{sai}	99,2	99,5	98,7
	T_{ole}	63,0	63,3	49,4
	T_{mot}	55,6	56,1	48,2
	T_{car}	53,1	53,5	42,4
	T_{fra}	71,2	71,4	60,0
	T_{efx}	79,4	79,8	79,2
	T_{tam}	84,0	84,3	73,5
10000 rpm	T_{suc}	41.0	41.1	42.4
	T_{des}	112.8	112.8	114.2
	T_{sai}	101.5	101.6	102.1
	T_{ole}	65.3	65.4	52.8
	T_{mot}	57.4	57.6	51.6
	T_{car}	55.0	55.1	44.4
	T_{fra}	69.8	70.9	61.2
	T_{efx}	74.4	75.0	82.3
	T_{tam}	88.7	88.7	76.3

Tabela B.18 – Comparação dos resultados do MGRT com os dados de calibração para condição ARI-G

Velocidade	Temperaturas	Exp. [°C]	UAs calibrados [°C]	UAs ajustados [°C]
8000 rpm	T_{suc}	40.8	41.1	41.18
	T_{des}	93.8	93.8	93.9
	T_{sai}	83.5	83.6	83.0
	T_{ole}	59.9	60.1	50.8
	T_{mot}	49.6	50.0	47.1
	T_{car}	45.2	45.5	42.9
	T_{fra}	62.5	63.5	62.3
	T_{efx}	65.1	65.8	70.5
	T_{tam}	63.9	64.0	64.4
10000 rpm	T_{suc}	40.5	40.5	42.0
	T_{des}	94.6	94.3	95.8
	T_{sai}	86.3	86.3	87.1
	T_{ole}	57.2	57.1	53.8
	T_{mot}	51.3	50.8	49.9
	T_{car}	46.3	46.1	44.6
	T_{fra}	63.6	64.7	67.7
	T_{efx}	70.0	70.7	63.1
	T_{tam}	66.0	64.8	72.4

APÊNDICE C

Modelo de condução de calor na espira

C.1 Equação da condução nas espiras

Nesta seção é apresentado o procedimento matemático desenvolvido para a obtenção da equação de condução de calor nas espiras no compressor *scroll*. A equação de condução de calor em coordenadas cartesianas é dada por:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right). \quad (\text{C.1})$$

Considerando que o comprimento da espira encontra-se na direção x , a altura na direção y e a espessura na direção z , tem-se que:

$$\begin{aligned} 0 &\leq x \leq L \\ 0 &\leq y \leq H_{esp} \\ 0 &\leq z \leq t. \end{aligned} \quad (\text{C.2})$$

Operando a equação C.1 com o termo

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} d\theta, \quad (\text{C.3})$$

e assumindo uma temperatura média ao longo de um ciclo de compressão

$$\bar{T} = \frac{\int_0^{2\pi} T(\theta)d\theta}{2\pi}, \quad (\text{C.4})$$

a equação C.1 pode ser escrita como:

$$\rho c_p \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} \right). \quad (\text{C.5})$$

Conforme discutido no Capítulo 6, existem diferentes escalas de tempo associadas ao problema de condução nas espiras. Desta forma, o termo temporal da equação C.5 pode ser desprezado sem prejuízo da solução. Considerando a formulação quase-estática, operando a equação C.5 por:

$$\frac{1}{H_{esp}t} \int_0^t \int_0^{H_{esp}} dydz \quad (\text{C.6})$$

obtém-se a seguinte expressão:

$$0 = \frac{1}{H_{esp}t} \int_0^t \int_0^{H_{esp}} k \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} dydz \quad (\text{C.7})$$

$$+ \frac{1}{H_{esp}t} \int_0^t \int_0^{H_{esp}} k \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} dydz + \frac{1}{H_{esp}t} \int_0^t \int_0^{H_{esp}} k \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} dydz.$$

Introduzindo uma temperatura média espacial na área transversal da espira, dada por:

$$\bar{T}(x) = \frac{1}{H_{esp}t} \int_0^t \int_0^{H_{esp}} \bar{T}(x, y, z) dydz, \quad (\text{C.8})$$

trocando a ordem da integral dupla e do termo de derivada segunda na direção x (primeiro termo), integrando na direção y no segundo termo e integrando na direção z no terceiro termo da equação C.7, tem-se a seguinte expressão:

$$0 = k \frac{d}{dx^2} \frac{1}{H_{esp}t} \int_0^t \int_0^{H_{esp}} \bar{T}(x, y, z) dydz \quad (\text{C.9})$$

$$+ \frac{1}{H_{esp}t} \int_0^t \left[-k \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \Big|_0^{H_{esp}} \right] dz + \frac{1}{H_{esp}t} \int_0^t \int_0^{H_{esp}} \left[-k \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \Big|_0^t \right] dy$$

Reconhecendo o termo de temperatura média espacial na área transversal e explicitando os limites de integração do segundo e terceiro termo, tem-se a seguinte expressão:

$$0 = k \frac{d^2 \bar{T}}{dx^2} + \frac{1}{H_{esp}} \left[\frac{1}{t} \int_0^t -k \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \Big|_{y=H_{esp}} dz - \frac{1}{t} \int_0^t -k \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \Big|_{y=0} dz \right] + \frac{1}{t} \left[\frac{1}{H_{esp}} \int_0^{H_{esp}} -k \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \Big|_{z=t} dy - \frac{1}{H_{esp}} \int_0^{H_{esp}} -k \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \Big|_{z=0} dy \right]. \quad (C.10)$$

Na Equação C.10, as expressões presentes no segundo e terceiro termo do lado direito da equação são os fluxos médios de calor nas superfícies da espira. Assim, esta equação pode ser reescrita da seguinte forma:

$$0 = k \frac{d^2 \bar{T}}{dx^2} + \frac{1}{H_{esp}} \left[\bar{q}''_{sup} - \bar{q}''_{inf} \right] + \frac{1}{t} \left[\bar{q}''_{int} - \bar{q}''_{ext} \right] \quad (C.11)$$

A Equação C.11 é a formulação quase-estática unidimensional na direção longitudinal da condução de calor na espira. Os termos de fluxo de calor nas fronteiras foram modelados conforme descrito no Capítulo 6.

C.2 Fluxos de calor

C.2.1 Convecção com o pleno de sucção

Os padrões de escoamento do gás no entorno do elemento de compressão são esquematizados na Figura C.1. Para representar a transferência de calor entre o fluido e a parede externa da espira foi utilizado uma correlação de número de Nusselt disponível na literatura para escoamento laminar em um duto retangular com fluxo de calor constante na parede (BEJAN; KRAUS, 2003).

$$Nu = \frac{h D_h}{k} = 5,35 \quad (C.12)$$

onde h é o coeficiente convectivo entre a espira e a o fluido no entorno, D_h é o diâmetro hidráulico da passagem e k é a condutividade térmica



Figura C.1 – Convecção da espira com o entorno.

do fluido avaliada na temperatura de sucção. A lei de resfriamento de Newton foi utilizada para representar a troca convectiva de calor entre a espira e o fluido no entorno da espira. Este fluido foi considerado como estando na temperatura de sucção. Para o compressor em análise, o coeficiente de transferência de calor calculado é de $6,5 \text{ W/m}^2\text{K}$;

C.2.2 Transferência de calor por contato

A resistividade térmica total referente ao contato entre espiras é dada por:

$$R_k = \frac{t}{k} + R_{T,cont} \quad (\text{C.13})$$

onde t é a espessura da espira, k é a condutividade térmica do material que constitui a espira e $R_{T,cont}$ é a resistividade térmica no contato entre espiras. A resistividade térmica de contato foi assumida como aquela resultante da interação entre duas superfícies de ferro fundido sujeitas a uma força axial. A ordem de grandeza desta resistividade é de $10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$ (KNEER; FIEBERG,), e considera que os dois sólidos estão em perfeito contato.

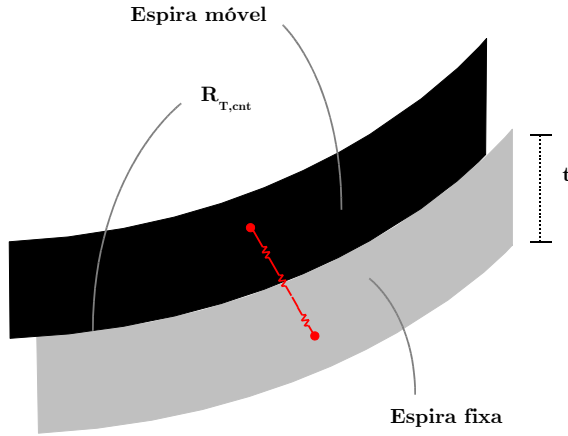


Figura C.2 – Ilustração da transferência de calor por contato.

A linha de contato entre espiras, já discutida no capítulo 6, foi determinada utilizando equações referentes a uma linha de contato entre uma parede e um cilindro sob pressão (YOUNG; BUDYNAS, 2002). A linha de contato entre as duas espiras é dada por:

$$b = 2,15 \sqrt{\frac{pD_{esp}}{E}} \quad (\text{C.14})$$

onde E é o módulo de elasticidade do material que constitui a espira, D_{esp} é o diâmetro das espiras no ponto de contato, que varia ao longo do processo de compressão. Finalmente, p é a força axial por unidade de comprimento da espira, dada por:

$$p = \frac{m_{esp}\omega^2 r_o}{4H_{esp}} \quad (\text{C.15})$$

onde m_{esp} é a massa da espira móvel, ω é a velocidade angular do eixo excêntrico, r_o é a excentricidade e H_{esp} é a altura da espira.

C.2.3 Interação com o ambiente de descarga

A resistividade térmica entre um ponto no centro da parede da espira e o gás no ambiente de descarga é ilustrada na Figura C.3.

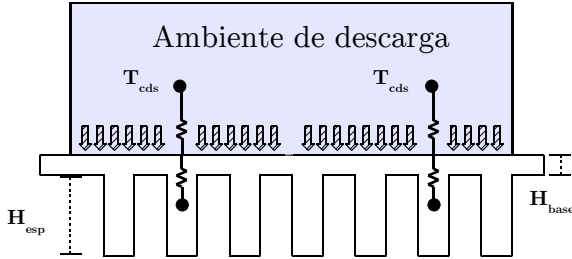


Figura C.3 – Influência do ambiente de descarga sobre a espira fixa.

A resistividade térmica total é dada por:

$$R_{des} = \frac{H_{base} + H_{esp}/2}{k} + \frac{1}{h_{cds}}, \quad (C.16)$$

onde H_{base} é a espessura da base da espira, H_{esp} é a altura da espira e h_{cds} é o coeficiente convectivo de transferência de calor utilizado na câmara de descarga.

C.3 Discretização das equações

O balanço de energia permite determinar uma equação algébrica em cada um dos volumes finitos, resultando na seguinte forma geral de equação:

$$A_P T_P = A_e T_E + A_w T_W + B_P. \quad (C.17)$$

A resolução do sistema de equações formado pelas equações de todos os volumes permite a obtenção da distribuição de temperatura na espira. Em seguida são apresentadas as expressões referentes aos coeficientes A_P , A_e , A_w do vetor temperatura e ao vetor dos termos fonte B_P . Diversos termos aparecem nessas equações e seus significados são descritos abaixo.

- T_P , T_E e T_W denotam as temperaturas do volume onde é realizado o balanço e dos volumes vizinhos na direção leste e oeste,

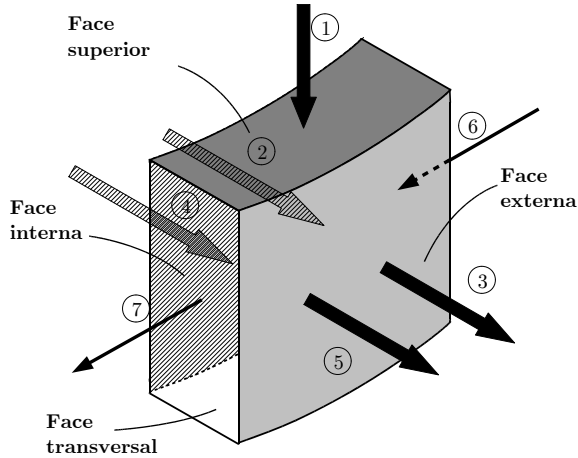


Figura C.4 – Representação de um volume finito.

respectivamente;

- Δx_w e Δx_e representam as distâncias entre os centros dos volumes na direção oeste e leste, respectivamente;
- k é a condutividade térmica do material da espira;
- A_{trs} é a área da face transversal do volume e A_{top} é a área da face superior do volume;
- Os subíndices (*int*) e (*ext*) dizem respeito aos fluxos e às áreas nas faces interna e externa do volume.
- O subíndice (*gas*) se refere à temperatura do fluido refrigerante sendo comprimido;
- O subíndice (*k*) denota uma temperatura relativa ao contato entre espiras;
- h_{ccc} e h_{ccp} são, respectivamente, os coeficientes de troca convectiva de calor que estabelecem a condição de contorno nas regiões central e periférica da espira.
- T_{des} e T_{suc} são as temperaturas de sucção e descarga. T_{cds} é a temperatura do gás presente no ambiente de descarga.

Estes aspectos são ilustrados na Figura C.4. Nessa mesma figura (1) é o fluxo referente ao ambiente de descarga, (2) e (3) são os fluxos de calor advectivos, (4) e (5) são os fluxos de calor devido ao contato entre espiras e (6) e (7) são os fluxos difusivos.

C.3.1 Volumes centrais

$$A_P = \frac{kA_{trs}}{\Delta x_w} + \frac{kA_{trs}}{\Delta x_e} + \bar{h}_{int}A_{int} + \bar{h}_{ext}A_{ext} + \frac{A_{int}}{R_{k,int}} + \frac{A_{ext}}{R_{k,ext}} + \frac{A_{top}}{R_{des}}. \quad (C.18)$$

$$A_w = \frac{kA_{trs}}{\Delta x_w}. \quad (C.19)$$

$$A_e = \frac{kA_{trs}}{\Delta x_e}. \quad (C.20)$$

$$B_P = \bar{h}_{int}A_{int} + \bar{T}_{gas,int} + \bar{h}_{ext}A_{ext}\bar{T}_{gas,ext} + \frac{A_{int}\bar{T}_{k,int}}{R_{k,int}} + \frac{A_{ext}\bar{T}_{k,ext}}{R_{k,ext}} + \frac{A_{top}T_{cds}}{R_{des}}. \quad (C.21)$$

Conforme discutido no capítulo 6, para os volumes na face externa em contato com o fluido refrigerante no entorno da espira deve-se substituir o h_{ext} pelo coeficiente convectivo calculado pela Equação C.12 e a $\bar{T}_{gas,ext}$ pela temperatura de sucção.

C.3.2 Volume na fronteira oeste

Este é o volume de fronteira na região da espira em contato com o gás de descarga, cujos coeficientes da equação discretizada da condução de calor são:

$$A_P = \bar{h}_{ccc}A_{trs} + \frac{kA_{trs}}{\Delta x_e} + \bar{h}_{int}A_{int} + \bar{h}_{ext}A_{ext} + \frac{A_{int}}{R_{k,int}} + \frac{A_{ext}}{R_{k,ext}} + \frac{A_{top}}{R_{des}}. \quad (C.22)$$

$$A_w = 0. \quad (\text{C.23})$$

$$A_e = \frac{kA_{trs}}{\Delta x_e}. \quad (\text{C.24})$$

$$\begin{aligned} B_P = & \bar{h}_{ccc}A_{trs}T_{des}\bar{h}_{int}A_{int}\bar{T}_{gas,int} + \bar{h}_{ext}A_{ext}\bar{T}_{gas,ext} \\ & + \frac{A_{int}\bar{T}_{k,int}}{R_{k,int}} + \frac{A_{ext}\bar{T}_{k,ext}}{R_{k,ext}} + \frac{A_{top}T_{cds}}{R_{des}}. \end{aligned} \quad (\text{C.25})$$

C.3.3 Volume mais periférico

Este é o volume de fronteira na região da espira em contato com o gás de sucção. Os coeficientes da correspondente equação discretizada são dados por:

$$\begin{aligned} A_P = & \bar{h}_{ccp}A_{trs} + \frac{kA_{trs}}{\Delta x_e} + \bar{h}_{int}A_{int} + \bar{h}_{ext}A_{ext} + \frac{A_{int}}{R_{k,int}} \\ & + \frac{A_{ext}}{R_{k,ext}} + \frac{A_{top}}{R_{des}}. \end{aligned} \quad (\text{C.26})$$

$$A_w = \frac{kA_{trs}}{\Delta x_w}. \quad (\text{C.27})$$

$$A_e = 0. \quad (\text{C.28})$$

$$\begin{aligned} B_P = & \bar{h}_{ccp}A_{trs}T_{suc}\bar{h}_{int}A_{int}\bar{T}_{gas,int} + \bar{h}_{ext}A_{ext}\bar{T}_{gas,ext} \\ & + \frac{A_{int}\bar{T}_{k,int}}{R_{k,int}} + \frac{A_{ext}\bar{T}_{k,ext}}{R_{k,ext}} + \frac{A_{top}T_{cds}}{R_{des}}. \end{aligned} \quad (\text{C.29})$$