

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

**INFLUÊNCIA DO ÓLEO LUBRIFICANTE NA TRANSFERÊNCIA DE
CALOR EM UM COMPRESSOR HERMÉTICO ALTERNATIVO**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

RODRIGO A. PIZARRO R.

Florianópolis, Dezembro de 2007

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

**INFLUÊNCIA DO ÓLEO LUBRIFICANTE NA TRANSFERÊNCIA DE
CALOR EM UM COMPRESSOR HERMÉTICO ALTERNATIVO**

RODRIGO A. PIZARRO R.

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

**MESTRE EM ENGENHARIA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA**

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D. – Orientador

Prof. Alvaro Toubes Prata, Ph.D. – Orientador

Prof. Fernando Cabral, Ph.D. – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. – Presidente

Prof. César José Deschamps, Ph.D.

Prof. António Fábio Carvalho da Silva, Dr. Eng.

**"Os problemas significativos com os quais
nos deparamos não podem ser resolvidos no
mesmo nível de pensamento em que estávamos
quando eles foram criados."**

Albert Einstein

**Este trabalho é dedicado com todo meu
carinho aos meus pais, Adrián e Wandany.**

Agradecimentos

A EMBRACO pelo financiamento deste trabalho e ao Engenheiro Fernando A. Ribas Jr. pelas discussões e conhecimentos compartilhados ao longo deste trabalho;

Ao POLO – Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, pelos equipamentos e instalações;

Aos professores Alvaro Toubes Prata e Jader Riso Barbosa Jr., pela orientação e dedicação, sem as quais este trabalho não obteria êxito;

Aos membros da Banca Examinadora, Antônio Fábio Carvalho da Silva, César José Deschamps e Cláudio Melo pela disposição em avaliar este trabalho;

Aos colegas do POLO, especialmente a Dalton Bertoldi, Juliano Wilson Fonseca Heidrich, Thiago Voigdlener e João Ernesto Schreiner pela amizade, discussões e conhecimentos compartilhados;

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

A todas as pessoas que estiveram comigo durante esta jornada, muito obrigado.

<i>Listas de Figuras</i>	IX
<i>Listas de Tabelas</i>	XII
<i>Lista de Símbolos</i>	XV
<i>Resumo</i>	XXIV
<i>Abstract</i>	XXVI
Capítulo 1 - Introdução	1
1.1 Um pouco de historia	1
1.1.1 Evolução da refrigeração	1
1.1.2 Alguns dados atuais	2
1.2. Ciclo de Refrigeração por compressão mecânica	2
1.2.1 Principais componentes	3
1.2.2 Refrigerantes	3
1.2.3 Aspectos termodinâmicos do ciclo de refrigeração por compressão mecânica	4
1.3 O Compressor	6
1.4 Considerações sobre as perdas	10
1.5 Objetivos	15
1.6 Escopo do Trabalho	16
Capítulo 2 - Revisão Bibliográfica	17
2.1 Introdução	17
2.2 Transferência de Calor em Compressores Herméticos Alternativos	18
2.3 Aspectos mais Relevantes da Bibliografia	24
2.4 Síntese	26

Capítulo 3 - Experimentos	27
3.1 Introdução	27
3.2 Testes Experimentais	27
3.2.1 Bancada Experimental	28
3.2.2 Instrumentação do Compressor	29
3.2.3 Procedimento Experimental	33
3.2.4 Incerteza das Medições	34
3.3 Resultados Experimentais	34
3.3.1 Efeito da Variação da Temperatura na Carcaça do compressor	35
3.3.2 Efeito da Presença de Óleo na Carcaça do Compressor	40
3.3.3 Efeito do Resfriamento da Carcaça do Compressor	42
3.4 Síntese	43
Capítulo 4 – Modelo Térmico Simplificado	44
4.1 Introdução	44
4.2 Modelagem do Problema	45
4.2.1 Modelo Matemático	45
4.2.2 Coeficientes de Transferência de Calor	54
4.2.3 Metodologia de Solução	62
4.3 Validação do Modelo	68
4.3.1 Considerações Iniciais	68
4.3.2 Resultados	72
4.4 Síntese	75
Capítulo 5 – Modelo Térmico Global	77
5.1 Introdução	77
5.2 Modelagem do Problema	78

5.2.1	Apreciações Iniciais	78
5.2.2	Equações do Mecanismo (Volume da Câmara de Compressão)	79
5.2.3	Equações para a Termodinâmica do Gás na Câmara de Compressão	80
5.2.4	Equações para a Dinâmica das Válvulas	84
5.2.5	Equações para a Vazão Mássica	84
5.2.6	Balanços Térmicos no Compressor	86
5.2.7	Metodologia de Solução	98
5.3	Validação do Modelo	104
5.3.1	Considerações Iniciais	104
5.3.2	Resultados	105
5.4	Síntese	107
Capítulo 6 – Resultados e Discussões		108
6.1	Introdução	108
6.2	Análise Térmica no Compressor	109
6.2.1	Influência da Vazão de Óleo	109
6.2.2	Influência do Escoamento de Óleo sobre a Carcaça do Compressor	115
6.2.3	Influência do Resfriamento da Carcaça do Compressor	120
6.3	Conclusões	126
Capítulo 7 – Considerações Finais		129
Referências Bibliográficas		131

Lista de Figuras

1.1	Sistema de Refrigeração por absorção projetada por Ferdinand Carré.	2
1.2	Representação esquemática de um circuito de refrigeração por compressão mecânica.	3
1.3	Diagrama p-h de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica.	5
1.4	Componentes do Compressor Hermético Alternativo.	7
1.5	Sistema de alimentação de óleo do compressor (bomba-eixo). Foto: rotor, bomba e eixo.	8
1.6	Ciclo de compressão de um compressor alternativo.	9
1.7	Ciclo de compressão real de um compressor alternativo.	10
1.8	Fluxo de potências e perdas no compressor – Ussyk,1984.	12
1.9	Distribuição de perdas de energia – Possamai <i>et al.</i> (2004).	13
3.1	Diagrama esquemático da bancada de testes de compressores.	29
3.2	Esquema do compressor com os pontos de medição de temperatura nos componentes internos.	30
3.3	Instrumentação real nos componentes internos do compressor.	31
3.4	Esquema do compressor com os pontos de medição de temperatura na carcaça.	32
3.5	Instrumentação real da carcaça do compressor.	33
3.6	Variação espacial da temperatura da carcaça do compressor na condição -23,3°C/54,4°C, dados experimentais.	38
3.7	Variação espacial da temperatura da carcaça do compressor na condição -10,0°C/70,0°C, dados experimentais.	39
4.1	Geometria simplificada do compressor.	46
4.2	Ilustração do caminho percorrido pelo óleo desde o cárter até o topo do eixo. Figura obtida a partir de resultados de simulação computacional (CFD) do bombeamento de óleo – Luckmann <i>et al.</i> , 2005.	47

4.3	Ilustração do caminho percorrido pelas frações do fluxo de massa de óleo que escoam pela carcaça e pelos componentes internos do compressor.	48
4.4	Perfil de velocidade do filme de óleo escoando numa placa plana	49
4.5	Volumes de controle diferenciais para a carcaça e para o óleo na região da tampa.	51
4.6	Volumes de controle diferenciais para a carcaça e para o óleo nas paredes laterais.	52
4.7	Volumes de controle diferenciais para a carcaça e para o óleo na região do cárter.	53
4.8	Balanco de energia nos componentes internos do compressor.	58
4.9	Balanco de energia no óleo lubrificante que escoam junto à carcaça e no volume do cárter.	59
4.10	Balanco de energia num compressor hermético alternativo.	60
4.11	Volume de controle usado na integração das equações do problema.	62
4.12	Volume de controle usado na integração das equações do problema com esquema UDS.	64
4.13	Condições de contornos adotadas para a modelagem do problema térmico no compressor.	65
4.14	Algoritmo representativo da metodologia de solução do Modelo Térmico Simplificado.	67
4.15	Varição da temperatura na carcaça do compressor na condição $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$.	68
4.16	Geometria simplificada do compressor considerando a presença do flange.	69
4.17	Varição da temperatura na carcaça do compressor em função da fração de óleo que escoam como um filme sobre a carcaça (x).	73
4.18	Varição da temperatura na carcaça com e sem flange na condição $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$, $x = 60\%$.	74
4.19	Varição da temperatura na carcaça com e sem flange na condição $-10,0^{\circ}\text{C}/70,0^{\circ}\text{C}$, $x = 60\%$.	75
5.1	Parâmetros geométricos que caracterizam o mecanismo biela-manivela.	79

5.2	Volume de controle para os balanços de massa e energia na câmara de compressão.	80
5.3	Vazamento na folga pistão-cilindro e as variáveis envolvidas em sua determinação.	86
5.4	Balanço de energia na câmara de sucção.	88
5.5	Balanço de energia na câmara de compressão.	88
5.6	Balanço de energia na câmara de descarga.	89
5.7	Balanço de energia nos volumes do bloco.	90
5.8	Balanço de energia na linha de descarga.	91
5.9	Balanço de energia no motor elétrico.	92
5.10	Balanço de energia no sistema de bombeamento e alimentação de óleo.	93
5.11	Balanço de energia no óleo que escoava sobre os componentes internos do compressor.	94
5.12	Balanço de energia nos componentes internos do compressor.	94
5.13	Balanço de energia no compressor.	96
5.14	Fluxograma de funcionamento do Modelo Térmico Global.	103
6.1	Variação da espessura do filme de óleo que escoava pelas paredes da carcaça do compressor em função do fluxo de massa bombeado pelo sistema de alimentação de óleo.	111
6.2	Variação da temperatura dos distintos componentes do compressor na condição $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$, em função da vazão total de óleo.	112
6.3	Comparação das temperaturas dos componentes em função da presença de óleo na carcaça.	117
6.4	Variação da temperatura dos distintos componentes para a condição $-27,0^{\circ}\text{C}/42,0^{\circ}\text{C}$ com e sem resfriamento na carcaça do compressor.	123
6.5	Comparação entre diagramas TV do compressor na condição $-27,0^{\circ}\text{C}/42,0^{\circ}\text{C}$ com e sem resfriamento na carcaça do compressor.	123

Lista de Tabelas

3.1	Distribuição e Enumeração dos termopares sobre a carcaça do compressor.	32
3.2	Temperaturas dos componentes internos na condição de operação -23,3°C/54,4°C.	36
3.3	Temperaturas dos componentes internos na condição de operação -10,0°C /70,0°C.	36
3.4	Temperaturas dos termopares considerados no perfil esquerdo do compressor trabalhando na condição de operação -23,3°C /54,4°C.	38
3.5	Temperaturas dos termopares considerados no perfil direito do compressor trabalhando na condição de operação -23,3°C /54,4°C.	38
3.6	Temperaturas dos termopares considerados no perfil esquerdo do compressor trabalhando na condição de operação -10,0°C /70,0°C.	39
3.7	Temperaturas dos termopares considerados no perfil direito do compressor trabalhando na condição de operação -10,0°C /70,0°C.	39
3.8	Temperaturas dos termopares na parte frontal (11, 12) e posterior (13, 14) da face lateral do compressor trabalhando na condição de operação -23,3°C /54,4°C.	40
3.9	Temperaturas dos termopares na parte frontal (11, 12) e posterior (13, 14) da face lateral do compressor trabalhando na condição de operação -10,0°C /70,0°C.	40
3.10	Temperaturas dos componentes internos na condição de operação -23,3°C /54,4°C com e sem óleo na carcaça, Tee = 32,0°C.	41
3.11	Temperaturas dos componentes internos na condição de operação -27,0°C /42,0°C com e sem resfriamento de carcaça.	42
3.12	Temperaturas dos componentes internos na condição de operação -23,3°C /40,0°C com e sem resfriamento de carcaça.	43
4.1	Definição dos novos pontos de comparação.	69
4.2	Comparação dos resultados para a condição -23,3°C/54,4°C com e sem flange na carcaça do compressor, Modelo MTS (resultados em °C).	74
4.3	Comparação dos resultados para a condição -10,0°C/70,0°C com e sem flange na carcaça do compressor, Modelo MTS (resultados em °C).	75

5.1	Balanços de energia nos distintos volumes de controle do compressor.	97
5.2	Temperaturas dos componentes internos na condição de operação -23,3°C/54,4°C com e sem flange na carcaça do compressor, Modelo RECIP-MTS (resultados em °C).	105
5.3	Temperatura da carcaça para a condição -23,3°C/54,4°C com e sem flange na carcaça do compressor, Modelo RECIP-MTS (resultados em °C).	106
5.4	Temperaturas dos componentes internos na condição de operação -10,0°C/70,0°C com e sem flange na carcaça do compressor, Modelo RECIP-MTS (resultados em °C).	106
5.5	Temperatura da carcaça para a condição -10,0°C/70,0°C com e sem flange na carcaça do compressor, Modelo RECIP-MTS (resultados em °C).	106
6.1	Variação das temperaturas nos distintos componentes do compressor quando a vazão de óleo bombeado varia; Condição de operação -23,3°C/54,4°C. (resultados em °C).	111
6.2	Variação espacial das temperaturas do óleo para os distintos valores de vazão de óleo; Condição de operação -23,3°C/54,4°C. (resultados em °C).	112
6.3	Variação espacial das temperaturas da carcaça para os distintos valores de vazão de óleo; Condição de operação -23,3°C/54,4°C (resultados em °C).	113
6.4	Variação das temperaturas nos distintos componentes do compressor em função da temperatura de retorno do óleo ao cárter; Condição de operação -23,3°C/54,4°C. (resultados em °C).	113
6.5	Variação dos parâmetros de eficiência do compressor para os distintos valores de vazão de óleo no sistema de alimentação; Condição de operação -23,3°C/54,4°C.	115
6.6	Variação das temperaturas nos distintos componentes do compressor para as distintas condições de escoamento do óleo na carcaça; Condição de operação -23,3°C/54,4°C.	117
6.7	Variação dos parâmetros de eficiência do compressor para as distintas condições de escoamento do óleo na carcaça; Condição de operação -23,3°C/54,4°C.	119
6.8	Variação espacial das temperaturas do óleo para as distintas condições de escoamento do óleo na carcaça; Condição de operação -23,3°C/54,4°C.	119
6.9	Variação espacial das temperaturas da carcaça do para as distintas condições de escoamento do óleo na carcaça; Condição de operação -23,3°C/54,4°C.	120

6.10	Varição das temperaturas nos distintos componentes do compressor para distintas condições de resfriamento na carcaça; Condição $-27,0^{\circ}\text{C}/42,0^{\circ}\text{C}$.	122
6.11	Varição dos parâmetros de eficiência do compressor para as distintas condições de resfriamento na carcaça; Condição de operação $-27,0^{\circ}\text{C}/42,0^{\circ}\text{C}$.	124
6.12	Varição espacial das temperaturas do óleo para as distintas condições de resfriamento na carcaça; Condição de operação $-27,0^{\circ}\text{C}/42,0^{\circ}\text{C}$.	125
6.13	Varição espacial das temperaturas da carcaça do para as distintas condições de resfriamento na carcaça; Condição de operação $-27,0^{\circ}\text{C}/42,0^{\circ}\text{C}$.	125

Lista de Símbolos

Símbolos Gerais

Símbolo	Descrição	Unidades
A	Área do flange medido na base.	[m ²]
A_{ee}	Área total de transferência de calor entre as paredes da carcaça do compressor e o ambiente externo.	[m ²]
A_{eej}	Área de transferência de calor do volume de controle j na interface entre as paredes da carcaça do compressor e o ambiente externo.	[m ²]
A_{ef}	Área efetiva da força sobre a válvula.	[m ²]
A_{efe}	Área efetiva de escoamento através da válvula.	[m ²]
A_h	Área transversal ao fluxo na carcaça do compressor.	[m ²]
A_{ie}	Área total de transferência de calor entre o gás interno do compressor e o filme de óleo que escoou pela carcaça.	[m ²]
A_{iej}	Área de transferência de calor do volume de controle j na interface entre gás interno do compressor e o filme de óleo	[m ²]
A_o	Área transversal ao escoamento do óleo	[m ²]
A_{oh}	Área total de transferência de calor entre o filme de óleo e as paredes da carcaça do compressor	[m ²]
A_{ohj}	Área de transferência de calor do volume de controle j na interface entre o filme de óleo e as paredes da carcaça do compressor	[m ²]
A_{ot}	Área total de transferência de calor entre as paredes de tubo helicoidal e o óleo lubrificante	[m ²]
A_w	Área instantânea de troca de calor	[m ²]
C_b	Comprimento da biela	[m]

COP	Coeficiente de Performance	[adimensional]
COP_c	Coeficiente de Performance de Carnot	[adimensional]
COP_{pV}	Coeficiente de performance termodinâmico	[adimensional]
cp_o	Calor específico do óleo lubrificante	[J/kg K]
C_{pms}	Distância entre o pistão e o eixo de manivela no PMS	[m]
C_v	Coeficiente de amortecimento da palheta	[Ns/m]
d	Diâmetro do canal no eixo helicoidal	[m]
D	Diâmetro do eixo helicoidal	[m]
D_{cil}	Diâmetro do cilindro	[m]
d_m	Distância entre os eixos da manivela e cilindro	[m]
e	Excentricidade	[m]
F_v	Força sobre a palheta devido ao campo de pressão	[N]
h_1	Entalpia na entrada do evaporador	[J/kg]
h_5	Entalpia na saída do evaporador	[J/kg]
\tilde{h}_{ee}	Coeficiente de transferência de calor na interface entre o gás interno e o filme de óleo	[W/m ² K]
\tilde{h}_{cil}	Coeficiente de transferência de calor na interface entre as paredes da câmara de compressão e o gás refrigerante	[W/m ² K]
\tilde{h}_{ie}	Coeficiente de transferência de calor na interface entre o gás interno e o filme de óleo	[W/m ² K]
\tilde{h}_{oh}	Coeficiente de transferência de calor na interface entre o filme de óleo e as paredes da carcaça do compressor	[W/m ² K]
\tilde{h}_{ot}	Coeficiente de transferência de calor na interface entre as paredes do tubo helicoidal e o filme de óleo	[W/m ² K]
h_{des}	Entalpia específica do gás no orifício de descarga	[J/kg]

h_i	Entalpia específica do gás no interior da câmara de compressão	[J/kg]
h_{ie}	Entalpia específica do gás no ambiente interno	[J/kg]
h_{ld}	Entalpia específica do gás na linha de descarga	[J/kg]
h_{psuc}	Entalpia específica do gás no interior do passador de sucção	[J/kg]
h_{suc}	Entalpia específica do gás no orifício de sucção	[J/kg]
H	Comprimento do tubo helicoidal	[m]
K	Razão entre os raios do pistão e cilindro	[adimensional]
k_h	Condutividade térmica das paredes da carcaça do compressor	[W/m K]
k_o	Condutividade térmica do óleo lubrificante	[W/m K]
K_v	Constante elástica da palheta	[N/m]
L	Comprimento da carcaça do compressor	[m]
\dot{m}_{epc}	Fluxo de massa que entra no cilindro desde o ambiente interno através da folga pistão/cilindro	[kg/s]
\dot{m}_{eps}	Fluxo de massa que ingressa pela folga do passador de sucção	[kg/s]
\dot{m}_{des}	Fluxo de massa que sai da câmara de compressão através da válvula de descarga	[kg/s]
\dot{m}_{ob}	Fluxo total de massa de óleo bombeado pelo sistema de alimentação	[kg/s]
\dot{m}_{oc}	Fluxo de massa de óleo bombeado que escoa pelas paredes da carcaça do compressor	[kg/s]
\dot{m}_{or}	Fluxo de massa de óleo bombeado que escoa pelas paredes da carcaça do compressor	[kg/s]
\dot{m}_{psuc}	Fluxo de massa que ingressa na câmara de sucção pelo passador de sucção	[kg/s]
\dot{m}_{rdes}	Fluxo de massa que ingressa na câmara de compressão por refluxo desde a câmara de descarga	[kg/s]

\dot{m}_{rsuc}	Fluxo de massa que ingressa na câmara de sucção por refluxo desde a câmara de compressão	[kg/s]
\dot{m}_{spc}	Fluxo de massa que sai do cilindro para o ambiente interno através da folga pistão/cilindro	[kg/s]
\dot{m}_{sps}	Fluxo de massa que sai pela folga pistão/cilindro	[kg/s]
\dot{m}_{suc}	Fluxo de massa que ingressa na câmara de compressão através da válvula de sucção	[kg/s]
m_v	Massa equivalente da válvula	[kg]
\dot{m}_{vaz}	Fluxo de massa que vaza do cilindro pela folga pistão/cilindro	[kg/s]
\dot{m}_{vb}	Fluxo de massa que ingressa nos volumes do bloco desde a câmara de descarga	[kg/s]
Nu_{ot}	Número de Nusselt no tubo helicoidal	[adimensional]
P	Perímetros do flange	[m]
Pr_o	Número de Prandtl do óleo no tubo helicoidal	[adimensional]
\dot{Q}_{bf}	Taxa de transferência de calor desde a base do flange para o ambiente externo	[W]
\dot{Q}_{cg}	Taxa de transferência de calor desde os componentes internos sobre o gás interno	[W]
\dot{Q}_{cor}	Taxa de transferência de calor total desde os componentes internos sobre a fração de óleo que escoar sobre os componentes	[W]
\dot{Q}_{cso}	Taxa de transferência de calor total desde os componentes internos sobre o sistema de bombeamento de óleo	[W]
\dot{Q}_{des}	Taxa de transferência de calor desde o gás interno para a câmara de descarga	[W]
\dot{Q}_{dor}	Taxa de transferência de calor desde as paredes da câmara de descarga para a fração de óleo que escoar sobre os componentes	[W]
\dot{Q}_{dso}	Taxa de transferência de calor desde as paredes da câmara de descarga para o sistema de bombeamento de óleo	[W]

\dot{Q}_{ee}	Taxa de transferência de calor desde as paredes da carcaça do compressor para o ambiente externo	[W]
\dot{Q}_E	Capacidade de refrigeração	[W]
\dot{Q}_i	Taxa de transferência de calor desde as paredes da câmara de compressão para o gás refrigerante	[W]
\dot{Q}_{ie}	Taxa de transferência de calor desde o gás interno sobre o filme de óleo que escoava pela carcaça	[W]
\dot{Q}_{ior}	Taxa de transferência de calor desde as paredes da câmara de compressão para a fração de óleo que escoava sobre os componentes	[W]
\dot{Q}_{iso}	Taxa de transferência de calor desde as paredes da câmara de compressão para o sistema de bombeamento de óleo	[W]
\dot{Q}_{ld}	Taxa de transferência de calor desde o gás interno para a linha de descarga	[W]
\dot{Q}_{lor}	Taxa de transferência de calor desde as paredes da linha de descarga para a fração de óleo que escoava sobre os componentes	[W]
\dot{Q}_{lso}	Taxa de transferência de calor desde as paredes da linha de descarga para o sistema de bombeamento de óleo	[W]
\dot{Q}_m	Taxa de transferência de calor desde o gás interno para o motor elétrico	[W]
\dot{Q}_{mor}	Taxa de transferência de calor desde as paredes do motor elétrico para a fração de óleo que escoava sobre os componentes	[W]
\dot{Q}_{mso}	Taxa de transferência de calor desde as paredes do motor elétrico para o sistema de bombeamento de óleo	[W]
\dot{Q}_{oh}	Taxa de transferência de calor desde o filme de óleo sobre as paredes da carcaça	[W]
\dot{Q}_{ot}	Taxa de transferência de calor desde as paredes do tubo helicoidal sobre o óleo lubrificante	[W]
\dot{Q}_{sor}	Taxa de transferência de calor desde as paredes da câmara de sucção para a fração de óleo que escoava sobre os componentes	[W]

\dot{Q}_{sso}	Taxa de transferência de calor desde as paredes da câmara de sucção para o sistema de bombeamento de óleo.	[W]
\dot{Q}_{vb}	Taxa de transferência de calor desde o gás interno para os volumes do bloco.	[W]
\dot{Q}_{vor}	Taxa de transferência de calor desde as paredes dos volumes do bloco para a fração de óleo que escoou sobre os componentes.	[W]
\dot{Q}_{vso}	Taxa de transferência de calor desde as paredes dos volumes do bloco para o sistema de bombeamento de óleo	[W]
\dot{Q}_{suc}	Taxa de transferência de calor desde o gás interno para a câmara de sucção	[W]
Re_e	Número de Reynolds do óleo no tubo helicoidal	[adimensional]
Re_δ	Número de Reynolds do óleo escoando pelas paredes da carcaça do compressor	[adimensional]
T_1	Temperatura da fonte fria	[°C, K]
T_2	Temperatura da fonte quente	[°C, K]
T_{bf}	Temperatura da base do flange	[°C, K]
T_{db}	Temperatura dos volumes do bloco	[°C, K]
T_{dc}	Temperatura da câmara de descarga	[°C, K]
T_{ee}	Temperatura do ambiente externo	[°C, K]
T_h	Temperatura externa da carcaça	[°C, K]
T_{hj}	Temperatura da carcaça no volume de controle j	[°C, K]
T_{hj}	Temperatura da carcaça no volume de controle j	[°C, K]
T_i	Temperatura do gás refrigerante no interior da câmara de compressão	[°C, K]
T_{ie}	Temperatura do refrigerante no ambiente interno	[°C, K]

T_{ld}	Temperatura da linha de descarga	[°C, K]
T_m	Temperatura do motor elétrico	[°C, K]
T_o	Temperatura do óleo lubrificante	[°C, K]
T_{o_j}	Temperatura do filme de óleo no volume de controle j	[°C, K]
T_{oc}	Temperatura média do óleo no cárter	[°C, K]
T_{oee}	Temperatura do óleo na entrada do sistema de bombeamento do compressor	[°C, K]
T_{or}	Temperatura de retorno ao cárter da fração de óleo que escoia pelos componentes internos do compressor	[°C, K]
T_{ose}	Temperatura do óleo na saída do sistema de bombeamento do compressor	[°C, K]
T_{ps}	Temperatura no passador de sucção	[°C, K]
T_{sc}	Temperatura na câmara de sucção	[°C, K]
T_w	Temperatura nas paredes do cilindro	[°C, K]
\overline{UA}_{des}	Condutância térmica global entre a câmara de descarga e o ambiente interno	[W/K]
\overline{UA}_{ee}	Condutância térmica global entre a carcaça do compressor e o ambiente externo	[W/K]
\overline{UA}_{ie}	Condutância térmica global entre o gás interno e o filme de óleo que escoia pela carcaça do compressor	[W/K]
\overline{UA}_{oh}	Condutância térmica global entre o filme de óleo que escoia pelas paredes e a carcaça do compressor	[W/K]
\overline{UA}_{suc}	Condutância térmica global entre a câmara de sucção e o ambiente interno	[W/K]
\overline{UA}_{ld}	Condutância térmica global entre a linha de descarga e o ambiente interno	[W/K]
\overline{UA}_{yb}	Condutância térmica global entre os volumes do bloco e o ambiente interno	[W/K]

v	Volume específico do gás refrigerante	[m ³ /kg]
V_a	Volume total da câmara de compressão quando o pistão está no ponto morto superior.	[m ³]
V_c	Volume total da câmara de compressão quando o pistão está no ponto morto inferior	[m ³]
V_m	Volume morto da câmara de compressão	[m ³]
V_p	Velocidade do pistão	[m/s]
\dot{W}_{efe}	Potência de compressão efetiva	[W]
\dot{W}_{ele}	Potência elétrica consumida pelo compressor	[W]
\dot{W}_{eixo}	Potência disponível no eixo	[W]
W_{des}	Trabalho realizado na descarga pelo compressor	[J/kg]
\dot{W}_i	Potência indicada	[W]
\dot{W}_{mec}	Potência mecânica	[W]
W_{suc}	Trabalho realizado na sucção pelo compressor	[J/kg]
$\dot{W}_{teorica}$	Potência teórica para um ciclo de refrigeração doméstica padrão	[W]
x	Fração de óleo que escoar pela carcaça	[%]
Z	Comprimento do flange	[m]

Símbolos Gregos

Símbolo	Descrição	Unidades
δ	Espessura do filme de óleo	[m]
Δ	Espessura das paredes da carcaça do compressor	[m]
η_{ciclo}	Eficiência do ciclo	[adimensional]
η_{ele}	Eficiência elétrica	[adimensional]
η_{mec}	Eficiência mecânica	[adimensional]

η_{term}	Eficiência termodinâmica	[adimensional]
θ	Ângulo de giro do motor	[graus, rad]
λ	Comprimento característico na direção normal ao plano do escoamento	[m]
μ_o	Viscosidade dinâmica do óleo lubrificante	[Pa s]
ξ	Coordenada na orientação ao escoamento	[m]
ρ_g	Densidade do gás refrigerante	[kg/m ³]
ρ_o	Densidade do óleo lubrificante	[kg/m ³]
χ	Espessura do volume de óleo do cárter	[m]
ψ	Coordenada transversal ao escoamento	[m]

No interior de um compressor hermético, o óleo lubrificante tem por função lubrificar as partes móveis, reduzir o vazamento do gás entre o cilindro e o pistão, prevenir a corrosão e o desgaste das partes metálicas, reduzir o acúmulo de contaminantes, amortecer impactos entre os componentes e controlar o campo de temperaturas do compressor por meio da transferência de calor com o gás, com a carcaça e com os demais componentes internos.

No presente trabalho, é apresentada uma metodologia de cálculo para se avaliar a influência do óleo lubrificante na transferência de calor de um compressor hermético alternativo. Em alguns compressores, a existência de um padrão de circulação do lubrificante, promovido por um sistema de bombeamento acoplado ao eixo, proporciona uma remoção do calor dos componentes internos, o qual é rejeitado para o ambiente externo por meio da formação de um filme descendente de óleo junto à parede interna da carcaça. O presente modelo propõe equações para o transporte de calor na forma diferencial unidimensional cuja solução fornece o campo de temperaturas no óleo e na carcaça para uma dada condição de operação do compressor.

A fim de validar o modelo numérico proposto, um compressor protótipo foi devidamente instrumentado para fornecer valores de temperatura em diversos pontos da carcaça e da parte interna do compressor para diferentes condições de operação. Os testes foram realizados em uma bancada experimental especialmente adaptada para receber o compressor protótipo.

Adicionalmente à análise experimental, um modelo térmico global baseado em balanços de massa e energia na forma integral para os componentes internos do compressor foi adaptado e acoplado ao modelo de transferência de calor no óleo e na carcaça. Este modelo permitiu estimar a influência de diversas variáveis relativas ao escoamento do óleo sobre importantes parâmetros do compressor, como temperatura dos componentes, capacidade de refrigeração e potência consumida.

De uma forma geral, observa-se que a temperatura dos componentes internos, da carcaça e do óleo no reservatório (cárter) são, em algumas condições, influenciadas pelo padrão de escoamento do óleo no interior da carcaça de forma significativa. Entretanto, grandezas energéticas e de eficiência são pouco afetadas por parâmetros como a vazão total de óleo bombeada, a vazão de óleo que escoar como um filme na parede da carcaça, o volume de óleo presente no cárter do compressor e a fração de óleo que escoar por sobre os componentes internos do compressor.

Palavras-chave: Óleo Lubrificante, Modelo Térmico Global, Compressor Hermético Alternativo.

In reciprocating hermetic compressors, the lubricant oil is responsible for lubricating the sliding parts, reducing the leakage between the piston and cylinder, preventing corrosion and wear, reducing the accumulation of contaminants, dampening impacts between the components and for controlling the temperatures of the compressor by exchanging heat with the gas, the shell and others internal components.

In the present work, a calculation methodology is presented to evaluate the influence of the lubricant oil on the heat transfer in a reciprocating compressor. In some types of compressors, an oil circulation pattern gives rise to the formation of an oil film on the inner wall of the compressor shell. This oil film is responsible for transporting heat from the internal components to the external environment by a coupled heat transfer process between the oil and the shell. In the model, one-dimensional differential heat transport equations are proposed and solved numerically so as to give the distributions of temperature in the oil film and on the compressor shell for a given operating condition of the compressor.

In order to validate the numerical model, measurements of temperature on several points of the shell and on several internal components were carried out at different operating conditions. The tests were undertaken in a specially constructed hot-gas cycle calorimeter.

In addition to the experimental analysis, a global thermal model based on integral energy and mass balances for the internal components was adapted and coupled with the one-dimensional differential model for the shell-oil film heat transfer. This more general model enabled an assessment of the influence of several oil related variables on important compressor parameters, such as the temperature of the components, the refrigeration capacity and the power consumption.

In general, the temperature of the internal components, the temperature of the compressor shell and the temperature of the oil in the carter are influenced by the oil circulation pattern inside the compressor. However, overall energy and efficiency parameters are mildly affected by quantities such as the total oil flow rate, the flow rate of oil on the compressor shell, the volume of oil in the carter and the fraction of the oil that flows over the internal components prior to returning to the carter.

Keywords: Lubricant Oil, Overall Thermal Model, Reciprocating Compressor.

Introdução

1.1 – Um pouco de historia

1.1.1 Evolução da refrigeração

Desde a Antiguidade, coisas tão simples como armazenar alimentos ou manter água fria por um período prolongado foram tornando-se essenciais para o estilo de vida adquirido pela humanidade. Com o objetivo de poder suprir estas necessidades, que se faziam a cada dia mais indispensáveis, o homem teve que recorrer a toda a sua engenhosidade para poder dominar a produção do tão almejado frio.

O primeiro sistema adotado pelos antigos, e que pode ser considerado como um dos primeiros tipos de refrigerador consistia em um poço escavado na terra, no qual as paredes eram revestidas com madeira para provocar um efeito isolante e evitar que a terra caísse sobre os alimentos, os quais eram cobertos com neve ou gelo. A evolução destes dispositivos levou à utilização de caixas de madeira revestidas com materiais isolantes. Tais sistemas possuíam a vantagem de poderem ser transportados, mas ainda padeciam de um tempo curto de duração do efeito frigorífico devido à reposição do gelo que devia ser feita de forma contínua.

A primeira tentativa de se produzir frio artificialmente foi realizada por William Cullen, em 1748. Cullen utilizou uma bomba de vapor para gerar vácuo em um recipiente que continha éter etílico. Com a transferência de calor do ar externo ao recipiente, ele conseguiu ferver o éter a uma temperatura de saturação abaixo de 0°C, formando camadas de gelo nas paredes externas do recipiente. Oliver Evans, em 1805, projetou o primeiro sistema de refrigeração por compressão química, mas tal projeto nunca chegou a ser construído. Michael Faraday, em 1820, conseguiu pela primeira vez liquefazer a amônia em um sistema fechado onde se submetia o vapor a uma alta pressão e a uma baixa temperatura. Jacob Perkins, em 1834, obteve a primeira patente para um sistema de refrigeração por compressão mecânica. Perkins construiu um protótipo do sistema, que chegou a trabalhar realmente, contudo sem sucesso comercial. Certo sucesso foi obtido por John Gorrie que, em 1842, projetou o primeiro sistema de refrigeração de água para produção de gelo. Gorrie também teve a idéia de utilizar este tipo sistema para resfriar o ar no interior de casas e hospitais. Ferdinand Carré, em 1859 desenvolveu o primeiro sistema de refrigeração por absorção de vapor, o qual

utilizava como fluido de trabalho uma solução de amônia e água (Figura 1.1). Devido à natureza tóxica da amônia, o sistema não foi desenvolvido para uso doméstico, sendo utilizado para a produção e comercialização de gelo em escala industrial.

Os primeiros sistemas de refrigeração para uso doméstico apareceram entre os anos de 1910 a 1918 e, em 1928, surgiram as primeiras unidades herméticas, cujo funcionamento é bastante similar ao das unidades produzidas atualmente.

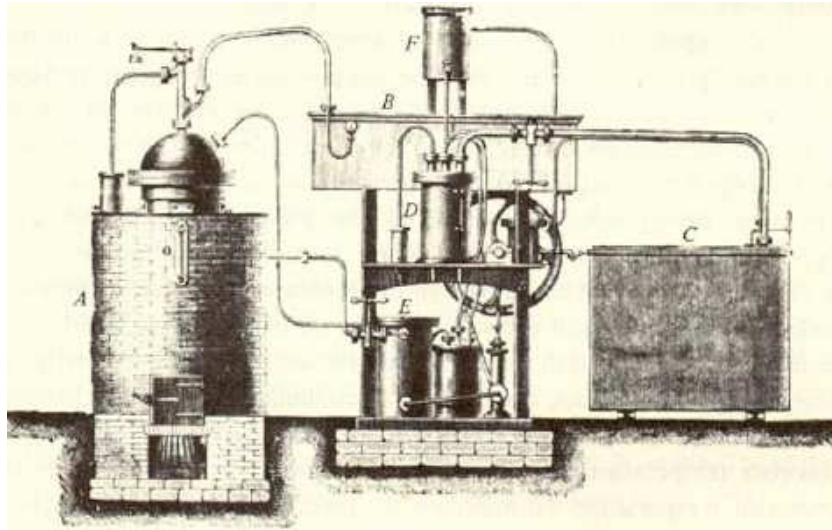


Figura 1.1: Sistema de Refrigeração por absorção projetada por Ferdinand Carré.

1.1.2 Alguns dados atuais

Segundo informações do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL), em 2004, o consumo de energia elétrica do setor residencial representou 25% do consumo total do país, totalizando aproximadamente 78,5 GWH. No setor residencial, os aparelhos de refrigeração e condicionamento de ar foram responsáveis por 33% do consumo, correspondendo a 8% da energia elétrica utilizada pelo Brasil. Do ponto de vista do consumo por parte dos aparelhos de refrigeração, o compressor é, sem dúvida, o equipamento responsável pela maior fatia da eletricidade e, por isso, o mais importante. Desta forma, a busca de um melhor entendimento dos fenômenos físicos envolvidos neste dispositivo é crucial para melhorar seu desempenho e diminuir seu consumo elétrico.

1.2 – Ciclo de Refrigeração por compressão mecânica

O ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor é constituído por quatro componentes interligados, por onde circula o fluido refrigerante (Figura 1.2):

1.2.1 Principais componentes

(i) O *condensador*, cujo objetivo é permitir que o refrigerante a alta pressão e alta temperatura, proveniente do compressor, rejeite calor para o ambiente externo mediante sua condensação;

(ii) O *dispositivo de expansão*, cujo objetivo é expandir o refrigerante até uma pressão tal que a temperatura de saturação correspondente seja mais baixa do que a temperatura do espaço que se deseja refrigerar;

(iii) O *evaporador*, cuja função é retirar calor do espaço refrigerado mediante a evaporação do refrigerante que por ele circula;

(iv) O *compressor*, cuja função é succionar o vapor do evaporador e elevar sua pressão a um ponto tal que o mesmo possa ser condensado, por meio da rejeição para o ambiente externo, do calor absorvido no evaporador e da potência de entregue ao compressor.

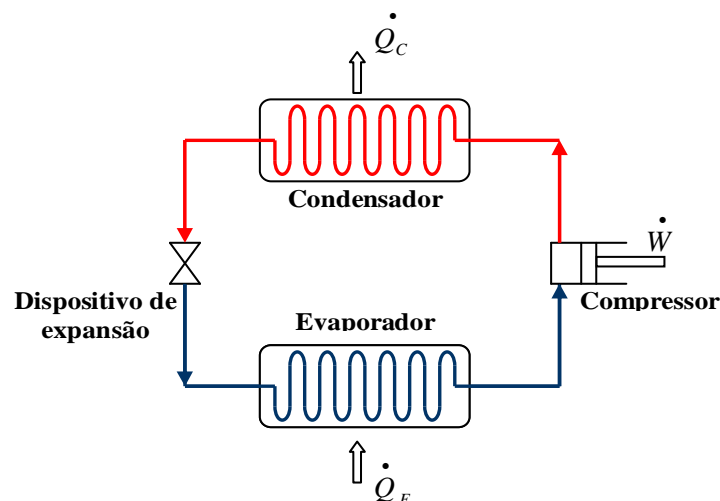


Figura 1.2: Representação esquemática de um circuito de refrigeração por compressão mecânica.

1.2.2 Refrigerantes

Conforme visto acima, na refrigeração por compressão mecânica de vapor, para que exista a troca de calor entre o espaço refrigerado e o ambiente externo, o fluido refrigerante muda de fase alternadamente ao longo do ciclo. No início do desenvolvimento dos sistemas de refrigeração, as aplicações se limitavam principalmente à escala industrial, onde os fluidos refrigerantes mais utilizados eram a amônia (NH_3), o cloreto de metila (CH_3Cl) e o dióxido de enxofre (SO_2). O emprego de tais fluidos na refrigeração doméstica trazia complicações devido à toxicidade e a ocorrência freqüente de vazamentos.

Em 1930, Thomas Midgley e seus colaboradores apresentaram ao mundo uma nova classe de refrigerantes sintéticos, com as qualidades de serem atóxicos, inertes, e com um ponto de ebulição normal mais baixo do que os dos refrigerantes utilizados até então. Os novos refrigerantes, comumente denominados *Freons*, foram utilizados por muito tempo até que, em 1974, Sherwood e Molina comprovaram que as moléculas desses gases se decompunham na alta atmosfera, liberando átomos de cloro que destroem as moléculas de ozônio que protegem o planeta dos nocivos raios ultravioleta.

Em 1987, o Protocolo de Montreal, estabeleceu as bases para a produção e emissão dos gases clorofluorocarbonos (CFC's) e hidroclorofluorocarbonos (HCFC's) utilizados até então como fluido refrigerante. As novas regras procuravam minimizar a produção, utilização e emissão destes gases, devido à sua ação destrutiva sobre a camada do ozônio, bem como sobre sua contribuição ao aquecimento global. A diminuição paulatina da utilização dos CFC's e HCFC's provocou a substituição dos mesmos por refrigerantes da família dos hidrofluorocarbonos (HFC's) e por refrigerantes naturais (hidrocarbonos, CO₂, NH₃), devido ao seu efeito menos nocivos sobre a camada de ozônio.

1.2.3 Aspectos termodinâmicos do ciclo de refrigeração por compressão mecânica

O funcionamento do ciclo de refrigeração padrão, cujo diagrama *p-h* é mostrado na Figura 1.3, pode ser descrito da seguinte maneira (Gosney, 1982). O fluido refrigerante entra no compressor como vapor saturado à baixa pressão (1), proveniente do evaporador, e por meio de um processo de compressão isentrópico é descarregado a alta pressão no condensador na forma de vapor superaquecido (2). No condensador, ocorre a rejeição da energia absorvida pelo refrigerante no evaporador e no compressor. Esta energia é inicialmente rejeitada sob a forma de calor sensível à pressão constante (2-3) e, em seguida, sob a forma de calor latente (a pressão e temperatura constante) até que o refrigerante alcance o estado de líquido saturado (3-4). Então, sob a forma de líquido saturado, o refrigerante inicia sua passagem pelo dispositivo de expansão onde tem a sua pressão reduzida até a pressão de trabalho do evaporador (5). Essa expansão permite que ocorra a mudança de fase do refrigerante no evaporador em função da absorção de calor do ambiente a ser refrigerado.

O índice de desempenho de um sistema de refrigeração é o Coeficiente de Performance (COP) que é definido como a relação entre a taxa com que o calor é absorvido no evaporador (ou capacidade de refrigeração) e o consumo de potência elétrica do compressor:

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

A capacidade de refrigeração é dada pelo produto entre a vazão mássica de refrigerante em circulação e a diferença de entalpia específica entre a saída e entrada do evaporador:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_1 - h_5) \quad (1.2)$$

A potência elétrica é a taxa com a qual energia é consumida pelo motor elétrico do compressor, podendo ser escrita na forma:

$$\dot{W}_{ele} = \frac{\dot{W}_i + \dot{W}_{mec}}{\eta_{ele}} \quad (1.3)$$

onde \dot{W}_i é a chamada potência indicada e representa a potência termodinâmica real consumida para comprimir o vapor de refrigerante. \dot{W}_{mec} é a potência mecânica consumida pelo mecanismo de acionamento do compressor para vencer o atrito entre suas partes móveis, e η_{ele} é o rendimento do motor elétrico. Em um sistema de compressão ideal, as perdas por atrito e vazamentos são inexistentes e o motor elétrico é 100% eficiente. Com isso, $\dot{W}_{ele} = \dot{W}_i$, ou seja, a potência de acionamento do compressor é igual à de compressão do vapor em uma situação ideal onde perdas termodinâmicas (de fluxo de massa e de atrito na sucção e na descarga do refrigerante, e irreversibilidades durante a compressão) são ignoradas.

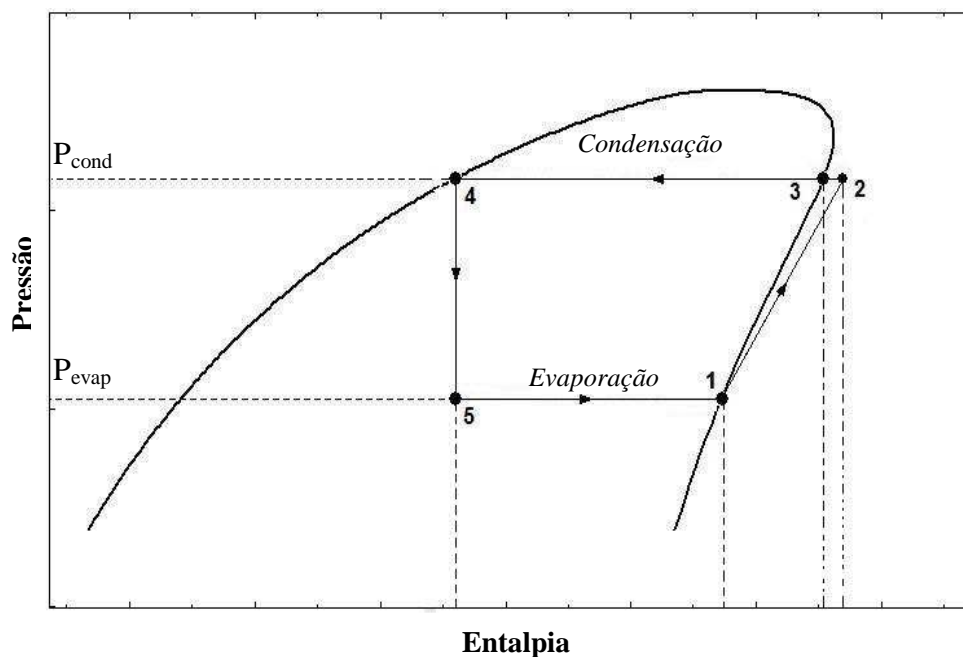


Figura 1.3: Diagrama p- h de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica.

Muitas das hipóteses e simplificações utilizadas na definição do ciclo padrão de refrigeração não se apresentam com frequência na realidade. No ciclo da Figura 1.3, assumiu-se que o fluido refrigerante entra no compressor na condição de vapor saturado à pressão de evaporação. Num sistema real, algum superaquecimento do refrigerante pode ocorrer no evaporador (superaquecimento útil) e, certamente, ocorre na linha de sucção e no caminho até a câmara de compressão sem qualquer efeito sobre a capacidade de refrigeração (superaquecimento inútil). Apesar de necessária, uma vez que garante que refrigerante líquido não entre pela sucção do compressor, esta última parcela é responsável por fazer com que o trabalho de compressão por unidade de massa aumente e, principalmente, por reduzir o fluxo de massa bombeado pelo compressor, diminuindo assim a capacidade de refrigeração.

Além do superaquecimento do fluido refrigerante, no ciclo padrão de refrigeração se desconsidera a presença do atrito no compressor, nos trocadores de calor e na tubulação que interliga os componentes. Outro efeito comumente encontrado em ciclos de refrigeração reais é o subresfriamento do refrigerante na saída do condensador. Tal efeito pode ser obtido a partir da utilização de um trocador de calor interno (ou seja, entre a linha de líquido e a linha de sucção) de modo a aumentar o efeito refrigerante específico (h_1-h_5) e, ao mesmo tempo, evitar que refrigerante líquido adentre no compressor. Maiores detalhes podem ser encontrados nos livros-texto de Stoecker e Jones (1985) e Gosney (1982).

1.3 – O Compressor

Os três tipos de compressores mais utilizados em refrigeração são o centrífugo, o rotativo e o alternativo. O compressor centrífugo fornece a quantidade de movimento ao fluido por meio da aceleração angular do vapor em um rotor de alta velocidade. No compressor rotativo, definido como um compressor de deslocamento positivo, a compressão do vapor é efetuada por meio de um elemento de compressão com a forma de um rolo (com ou sem palhetas) ou de um lóbulo. No caso dos compressores alternativos investigados neste trabalho, que também são de deslocamento positivo, o processo de compressão é realizado por um pistão que reduz o volume de refrigerante na câmara de compressão por meio da ação de um mecanismo biela-manivela.

A vista superior e em corte dos principais componentes do compressor investigado neste trabalho (fabricado pela EMBRACO) pode ser observada na Figura 1.4. O conjunto interno do compressor (comumente denominado “kit”) é envolvido por duas placas estampadas em formato côncavo que constituem a carcaça. Após a montagem do kit mecânico, a tampa e a base da carcaça são soldadas, tornando o compressor totalmente

hermético. Fixados à carcaça encontram-se a placa base, cuja função é fixá-la ao equipamento ou aplicação de refrigeração; o terminal elétrico, que permite a conexão elétrica entre o motor elétrico no interior do compressor e a rede; o passador de sucção que é o responsável pelo ingresso no compressor de gás refrigerante proveniente do evaporador; o passador de descarga que tem por função permitir a passagem do gás refrigerante para o condensador e, por último, o passador de processo que é utilizado para carregar o sistema com gás refrigerante quando necessário. Os componentes internos do compressor podem ser divididos em mecânicos e elétricos, os quais são conectados entre si por meio do eixo.

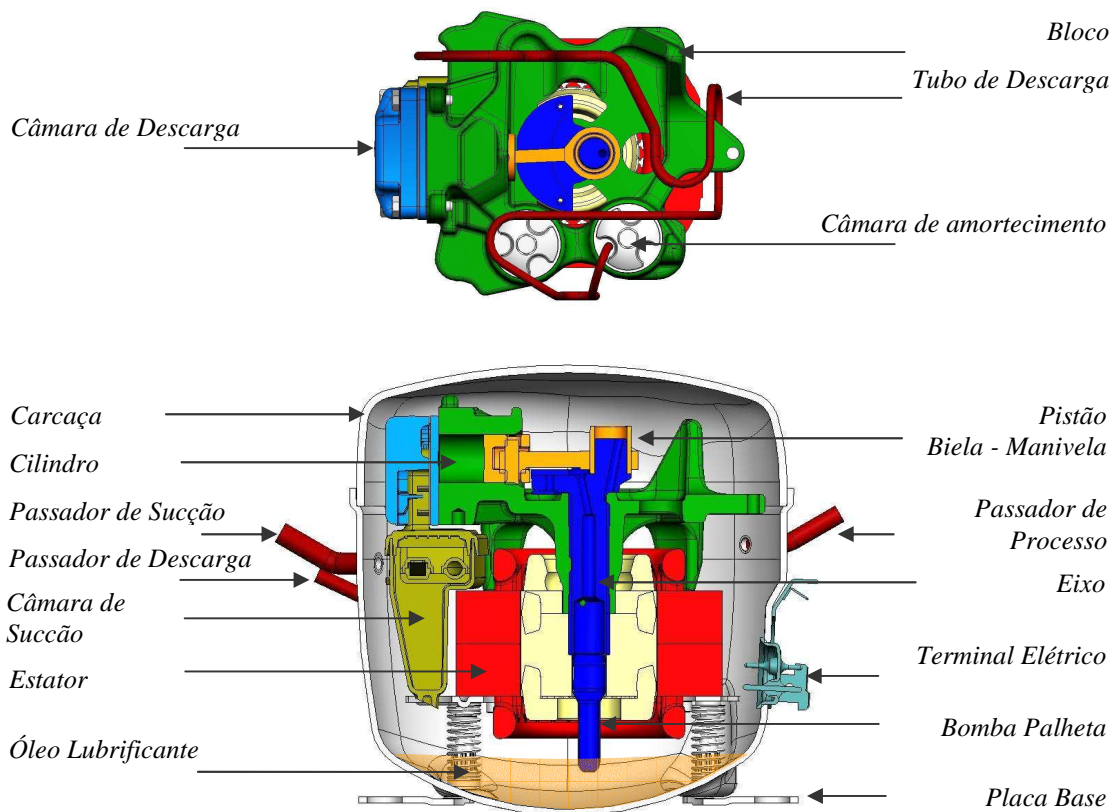


Figura 1.4: Componentes do Compressor Hermético Alternativo.

A existência de superfícies rígidas em contato e com movimento relativo entre si dá origem ao atrito sólido, que deve ser a todo custo evitado por representar uma dissipação da potência elétrica sob a forma de calor. Em compressores herméticos, utiliza-se a lubrificação hidrodinâmica com filme de óleo, que reduz de forma considerável não só a fricção entre as peças como também a temperatura do contato entre as mesmas.

Na configuração do compressor apresentada na Figura 1.4, o óleo fica depositado no fundo da carcaça do compressor. Por meio de um sistema de bombeamento montado no próprio eixo (Figura 1.5), o óleo é levado às partes superiores do compressor e distribuído, por meio um canal fabricado na superfície externa ao eixo, aos mancais e às demais partes que

necessitam de lubrificação. Este regime de circulação do óleo pelo compressor, sistema além de lubrificar os componentes, realiza outras importantes funções, tais como: reduzir o vazamento do gás entre o cilindro e o pistão, prevenir a corrosão e o desgaste das partes metálicas; reduzir o acúmulo de contaminantes; amortecer os impactos entre os componentes quando estes se vêm submetidos a fortes variações de carga e, por último, que é o enfoque deste trabalho, equalizar o campo de temperaturas do compressor por meio da transferência de calor com o gás, a carcaça e demais componentes internos.

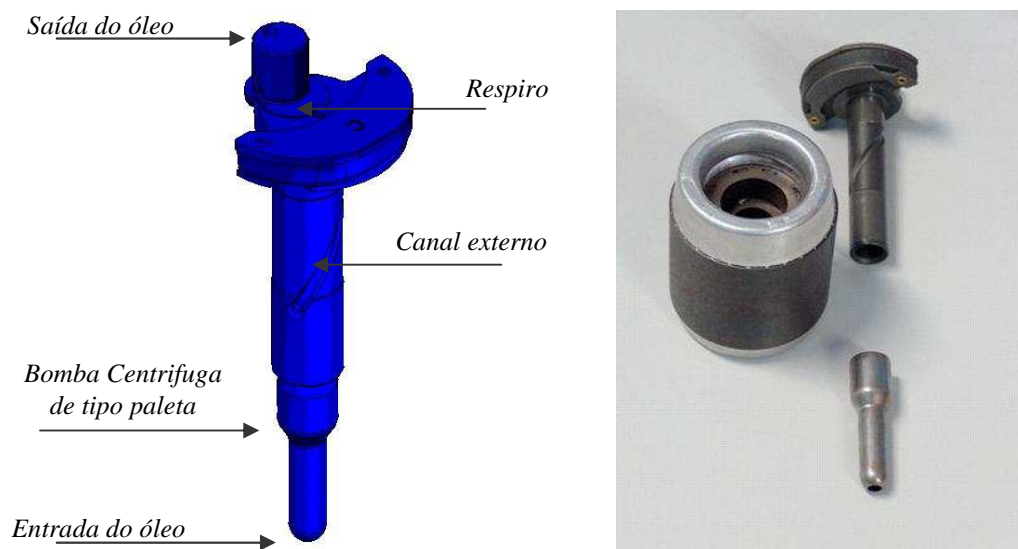


Figura 1.5: Sistema de alimentação de óleo do compressor (bomba-eixo). Foto: rotor, bomba e eixo.

O funcionamento de um compressor hermético alternativo é resumido a seguir. O gás refrigerante ingressa no compressor através do passador de sucção, uma pequena parcela de gás fica retida no ambiente interno do compressor e o restante vai direto para a câmara de sucção, que por sua vez, realiza a função de câmara de amortecimento (*muffler*). O pistão, ao realizar o movimento desde o ponto morto superior até o ponto morto inferior, provoca uma redução da pressão no interior do cilindro em comparação com a pressão no interior da câmara de sucção. Esta diferença de pressão faz com que o gás que se encontra na câmara de sucção ingresse no cilindro através da válvula de sucção, que se abre automaticamente com a diferença de pressão. Quando o pistão atinge o ponto morto inferior, o sentido do movimento do pistão é invertido. Com a compressão do gás e elevação de sua pressão a um nível maior que o da pressão no interior da câmara de descarga, a válvula de descarga se abre automaticamente e o gás refrigerante é expelido para a câmara de descarga e, em seguida, para as câmaras de amortecimento (os chamados volumes do bloco). Na seqüência, o gás escoar por um tubo (denominado “*Bundy*”), cuja função principal é a redução do ruído do compressor e, finalmente é direcionado ao passador de descarga, sua porta de saída do

compressor. Após a compressão, a descarga do gás não é completa; sempre existirá uma pequena quantidade de gás que permanecerá no interior do cilindro, uma vez que é necessário haver algum espaço para acomodar as válvulas de sucção e de descarga, além do ajuste natural das peças durante a montagem. Este espaço, não coberto pelo pistão durante seu movimento, é denominado volume morto (V_m), sendo da ordem de 1 a 5% do volume total do cilindro. Por causa da massa residual de refrigerante devida ao volume morto, o processo de sucção só poderá ser iniciado quando a pressão do gás no interior do volume for menor do que a pressão no interior da câmara de sucção. Quando isto ocorrer, o pistão já terá completado uma parte de seu curso e, no cilindro, haverá gás remanescente do ciclo anterior.

Na Figura 1.6(a), que mostra o diagrama pressão-volume do gás em um compressor com processos de sucção e descarga ideais, V_c é o volume total do cilindro quando o pistão está no ponto morto inferior. V_a representa o volume da câmara de compressão quando o pistão atinge o ponto morto superior. A diferença entre V_c e V_a representa o volume real deslocado pelo pistão. No curso descendente do pistão, o gás da câmara de compressão se expande de V_a para V_b antes que a válvula de sucção se abra. Portanto, a parte do volume do cilindro que é preenchida com gás da câmara de sucção será a diferença entre V_c e V_b . Na Figura 1.6(b) são apresentados os componentes principais do mecanismo de compressão de um compressor hermético do tipo alternativo que será estudado no presente trabalho.

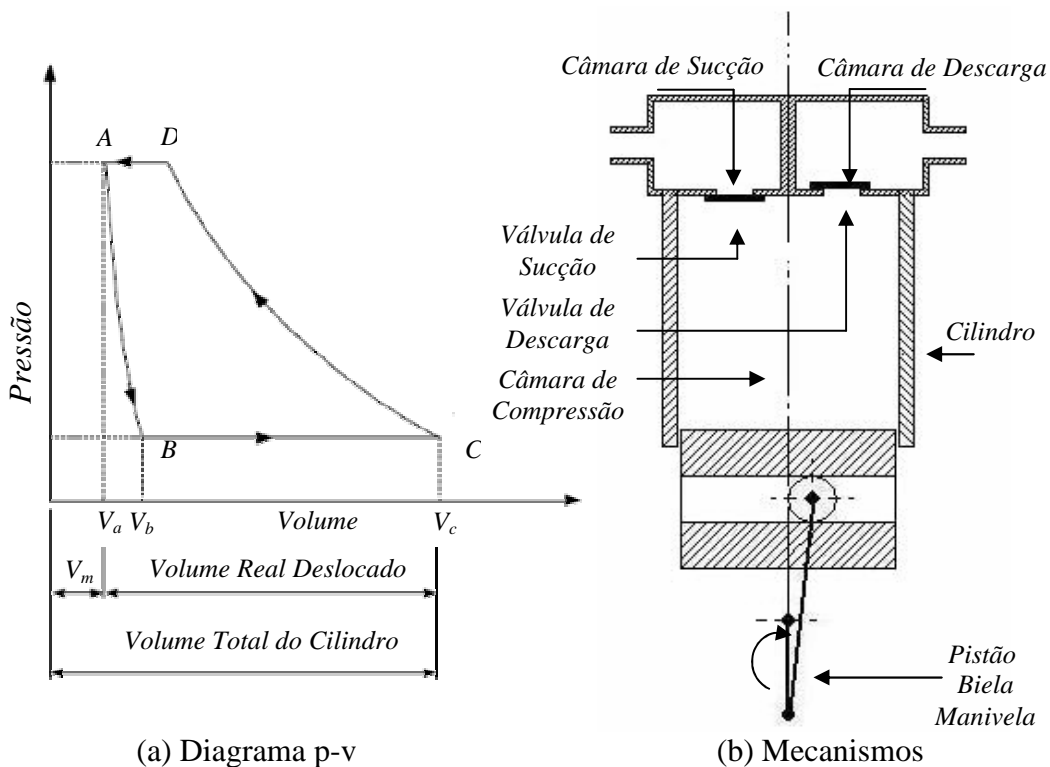


Figura 1.6: Ciclo de compressão de um compressor alternativo.

Num ciclo de compressão real, conforme mostra a Figura 1.7, perdas por atrito viscoso ocorrem durante os processos de sucção e de descarga, fazendo com que a área interna ao diagrama de compressão real seja maior do que a do diagrama p-V da Figura 1.6, aumentando assim as parcelas relativas aos trabalhos de sucção (W_{suc}) e de descarga (W_{des}). Um outro efeito que aumenta o trabalho de compressão por unidade de massa é o aquecimento do gás no interior do cilindro. O gás proveniente da câmara de sucção é aquecido por condução de calor pelas paredes quentes do cilindro, o que provoca um aumento de seu volume específico. Desta forma, é de real importância controlar as temperaturas internas do compressor com o objetivo de minimizar as perdas energéticas por superaquecimento do refrigerante.

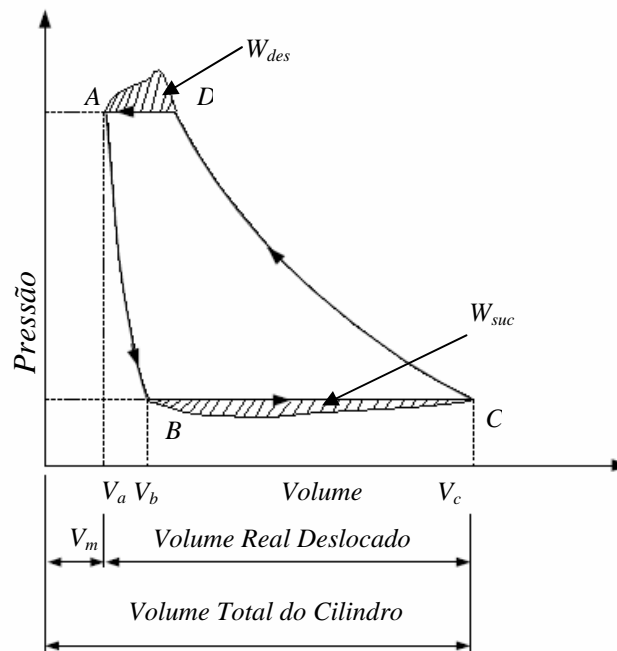


Figura 1.7: Ciclo de compressão real de um compressor alternativo.

O chamado coeficiente de performance termodinâmico, definido pela equação 1.4, é baseado na potência de compressão real, que leva em consideração a área interna ao ciclo da Figura 1.7.

$$COP_{pV} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_i} \quad (1.4)$$

1.4 – Considerações sobre as perdas

Há várias décadas, a evolução do conhecimento teórico e prático tem levado a projetos de compressores alternativos cada vez mais eficientes. Entretanto, os níveis de eficiência não chegam a superar o 60% do Coeficiente de Performance do ciclo de Carnot, definido como a

máxima eficiência que pode ser atingida por um sistema de refrigeração, a qual fica definida pela seguinte equação:

$$COP_c = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (1.5)$$

onde T_1 e T_2 representam as temperaturas da fonte fria e quente; respectivamente.

Dentre os fatores predominantes que restringem o aumento da eficiência, encontram-se os altos níveis das perdas termodinâmicas no compressor.

Ussyk (1984) define as principais perdas no compressor alternativo, classificando-as em dois grupos: as perdas no fluxo de massa e as perdas energéticas.

As perdas no fluxo de massa apresentam-se na forma de uma redução de capacidade do compressor, podendo ser associadas a: volume morto, vazamentos através da folga entre o pistão e o cilindro, refluxo em válvulas, aquecimento do gás na sucção, solubilidade do fluido refrigerante no óleo lubrificante e restrições ao escoamento através das válvulas.

As perdas energéticas podem ser divididas em três grupos: perdas elétricas; perdas mecânicas e perdas termodinâmicas. As perdas elétricas estão diretamente relacionadas com a eficiência do motor elétrico, consistindo principalmente de aquecimento, correntes parasitas e histereses.

As perdas mecânicas englobam todas as perdas por fricção ocorrendo nos mecanismos de acionamento do conjunto mecânico. O mecanismo de compressão dos compressores alternativos é composto pelo eixo e pela biela que, por meio de um movimento rotativo gerado pelo motor elétrico, conseguem deslocar o pistão de forma linear dando origem ao processo de compressão. Devido à existência de movimento relativo entre os componentes, os efeitos nocivos do atrito são importantes e, de uma forma geral, a lubrificação hidrodinâmica em mancais com filme de óleo é usada com o objetivo de diminuir tais perdas.

As perdas termodinâmicas são devido às ineficiências dos processos de compressão, expansão, sucção e descarga, além da transferência de calor e de vazamentos de fluido pela folga pistão-cilindro durante a compressão.

A Figura 1.8 apresenta um fluxograma de potências no compressor, bem como as principais perdas no sistema. Da potência elétrica total consumida (\dot{W}_{ele}), parte é entregue ao eixo e parte é dissipada no próprio motor elétrico, sob a forma de perdas elétricas. Da potência disponível ao eixo (\dot{W}_{eixo}), uma parcela é perdida no mecanismo pela ação da fricção entre os componentes de transmissão mecânica (perdas mecânicas). Descontando as perdas elétricas e mecânicas, tem-se a potência real entregue ao fluido refrigerante,

denominada potência indicada (\dot{W}_i). A maior parte desta energia é utilizada para comprimir o fluido refrigerante da pressão de sucção até a pressão de descarga, sendo denominada potência efetiva (\dot{W}_{efe}). O restante da energia é perdido nos sistemas de sucção e descarga, sob a forma de perdas de carga geradas pelas restrições em ambos os sistemas.

Segundo Pandeya e Soedel (1978), a maior parte da potência efetiva é transformada em potência teórica ($\dot{W}_{teorica}$) quando se admite que os processos de compressão e reexpansão são adiabáticos e reversíveis. Nos processos de compressão e reexpansão de um ciclo real, isto não acontece devido à existência de perdas causadas pela transferência de calor para o gás durante o processo de sucção como também no início da compressão.

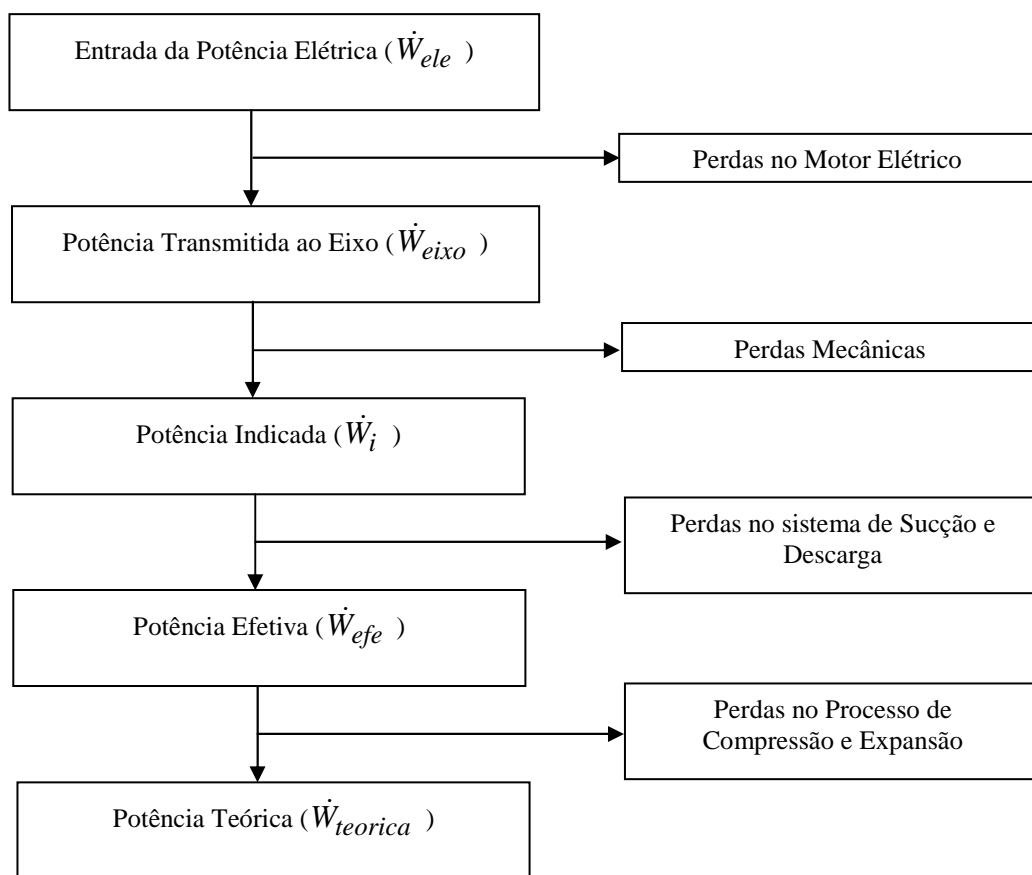


Figura 1.8: Fluxo de potências e perdas no compressor - Ussyk, 1984.

Para que o processo de compressão seja realizado de forma eficiente, é necessário compreender os processos de transformação da energia elétrica em entalpia do gás refrigerante. Possamai *et al.* (2004) apresentaram uma cronologia da evolução da eficiência dos compressores herméticos alternativos de uso doméstico e uma análise quantitativa das perdas energéticas em uma determinada condição de operação (temperaturas de evaporação e de condensação de $-27,0^{\circ}\text{C}$ e $42,0^{\circ}\text{C}$, respectivamente). De acordo com a Figura 1.9, os

valores das eficiências do compressor podem ser quantificados em aproximadamente 81,2% para a eficiência de ciclo, 83,4% para a eficiência termodinâmica, 87,6% para a eficiência mecânica e 87,3% para a eficiência elétrica. Tais eficiências serão definidas a seguir.

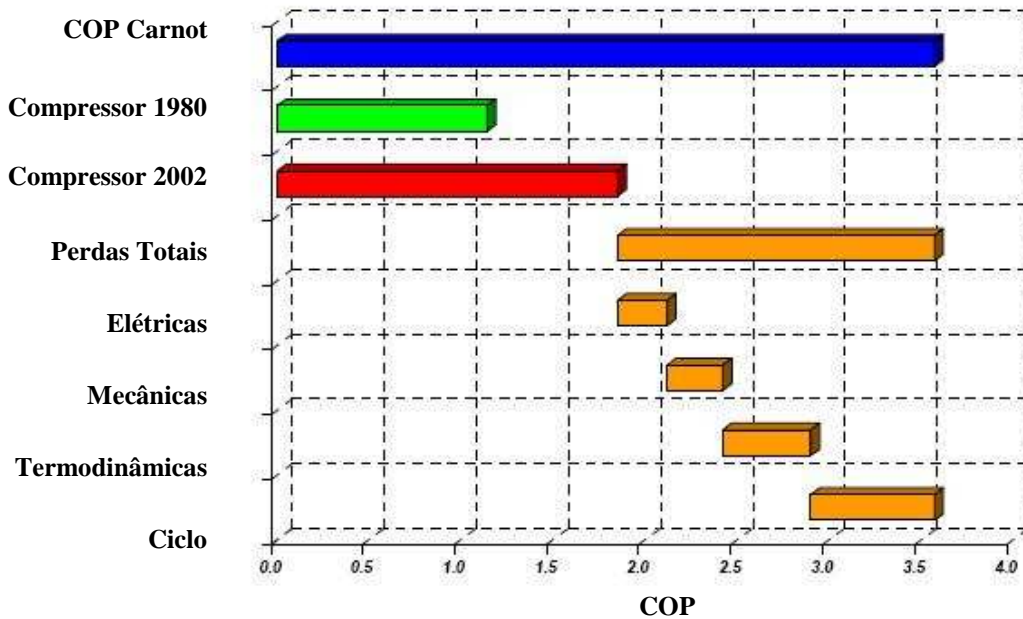


Figura 1.9: Distribuição de perdas de energia – Possamai *et al.* (2004).

A eficiência do ciclo é definida como a razão entre a potência mínima necessária para realizar o ciclo de compressão (isto é, a potência do ciclo de Carnot, \dot{W}_c) e a potência requerida para acionar o compressor de um ciclo de refrigeração padrão ($\dot{W}_{teorica}$).

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_{teorica}} \quad (1.6)$$

A eficiência termodinâmica é a razão entre a potência necessária para realizar um ciclo de refrigeração padrão e a potência entregue ao fluido refrigerante na câmara de compressão considerando as perdas termodinâmicas (\dot{W}_i).

$$\eta_{term} = \frac{\dot{W}_{teorica}}{\dot{W}_i} \quad (1.7)$$

A eficiência mecânica é a razão entre a potência entregue ao fluido refrigerante na câmara de compressão (indicada) e a potencia necessária para que o mecanismo seja capaz de comprimir o refrigerante, considerando o atrito nos mancais e na folga pistão-cilindro (\dot{W}_{eixo}).

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_{eixo}} \quad (1.8)$$

A eficiência elétrica é a razão entre a potência recebida pelo mecanismo do motor elétrico e a potência elétrica entregue ao motor elétrico (\dot{W}_{ele}).

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\dot{W}_{ele}} \quad (1.9)$$

As perdas termodinâmicas, conforme mencionado anteriormente, estão relacionadas ao fluxo de gás refrigerante que ingressa no compressor por meio do sistema de sucção e que sofre um “*superaquecimento*” devido às trocas de calor desde o passador de sucção até o início da compressão.

Um importante fator na determinação da capacidade do compressor é a temperatura de admissão; para uma dada pressão de evaporação e para uma mesma taxa de deslocamento volumétrico do compressor, quanto maior for essa temperatura menor será a densidade do gás na sucção, o que provocará uma diminuição da massa de refrigerante em bombeada pelo compressor.

Pérez-Segarra *et al.* (2005) apresentaram uma análise da influência da temperatura de admissão no compressor (entrada do passador de sucção) sobre a eficiência de um compressor hermético alternativo trabalhando com R-134a. Os autores concluíram que, mesmo que as eficiências mecânica e elétrica não sofram variações significativas, o aumento da temperatura de entrada no compressor causa importantes alterações na transferência de calor da carcaça para o ambiente externo, bem como da linha de sucção para o refrigerante.

Dentre os vários efeitos que provocam o *superaquecimento* do gás no interior da carcaça do compressor, o menos estudado e mais desconhecido é a transferência de calor com o óleo lubrificante. Em alguns tipos de compressor (como os que possuem o sistema de bombeamento da Figura 1.5), o óleo lubrificante deixa o topo do eixo sob a forma de uma voluta que, no impacto com a parede da carcaça, dá origem a um filme descendente de lubrificante sobre a parede. Parte do óleo que deixa o eixo é transportada diretamente aos componentes (por respingos e gotejamento) e fornecem ou retiram calor diretamente dos mesmos antes de retornar ao cárter.

Até o presente momento, o real efeito do óleo e de seu padrão de circulação sobre transferência de calor no interior da carcaça ainda é desconhecido. Na realidade, o óleo lubrificante, sob o ponto de vista térmico e da modelagem atual, não é contemplado em códigos de simulação computacional do compressor. Isto é equivalente a admitir que a espessura da película de óleo sobre a carcaça e componentes internos é mínima e que sua

velocidade é tal que a presença do filme de óleo não reduz a transferência de calor do sistema para o ambiente externo (afinal, a película de óleo atua como uma resistência em série).

Por outro lado, uma interpretação alternativa seria a de que ao ser enviado até a carcaça por meio da voluta, o óleo deixa o topo do eixo com uma temperatura elevada e pode, ao escoar como uma película descendente sobre a parede, elevar a temperatura da carcaça e impedir que o gás no ambiente interno rejeite calor para o ambiente externo, apresentando assim uma elevação de temperatura, o que aumentaria as perdas por superaquecimento e, por conseguinte uma diminuição do COP.

Uma terceira interpretação pode ser realizada com relação à influência do óleo na transferência de calor do compressor. Do ponto de vista da sua dinâmica, ao escoar pelo sistema de alimentação e pelos componentes internos do compressor, o óleo cumpriria a função de retirar calor do *kit*, provocando uma redução dos níveis de temperatura. Esta redução levaria a menores perdas termodinâmicas e, por conseguinte, a um aumento no COP_{pV} . Da energia recebida pelo óleo, parte seria dissipada para o ambiente externo através das paredes da carcaça e o restante para o volume de óleo do cárter permitindo, assim, manter o equilíbrio térmico do compressor e melhorar a performance do equipamento.

1.5 – Objetivos

O objetivo geral do presente trabalho é analisar e quantificar a influência do óleo lubrificante na transferência de calor do compressor. Ao cumprir este objetivo, será ampliado o conhecimento sobre um dos papéis pouco explorados do óleo no compressor, ou seja, poderá se determinar se o padrão de circulação do óleo no interior da carcaça do compressor (muitas vezes formando uma película descendente sobre a parede interna da carcaça) inibe ou intensifica a transferência de calor do compressor.

Para concretizar os objetivos, a primeira meta é desenvolver um modelo diferencial para calcular o escoamento e a transferência de calor do óleo na carcaça e no eixo do compressor. Para tal, são modelados os processos de transferência de calor envolvendo o óleo, a carcaça, o gás refrigerante, os componentes internos do compressor e o próprio ambiente externo.

A segunda meta é realizar experimentos a fim de validar o modelo para distintas condições de operação. Os experimentos consistem da medição da distribuição de temperaturas na face externa da carcaça e em diversos pontos do ambiente interno e sobre componentes de um compressor. Os experimentos, realizados no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina e na EMBRACO,

permitiram a avaliação do efeito de condições de operação (pressões de sucção e descarga) e do padrão de circulação do óleo no interior da carcaça (ou seja, com e sem a formação da película descendente) sobre o perfil térmico do compressor.

A terceira e última meta é acoplar o modelo para a transferência de calor no óleo com uma metodologia de simulação térmica e dinâmica do compressor (já existente e amplamente utilizada em projetos de compressores) na qual se avaliará influência de parâmetros do sistema de bombeamento de óleo e do próprio escoamento, como a vazão de óleo do sistema e a espessura da película, sobre parâmetros energéticos e de desempenho do compressor, como a capacidade de refrigeração, o consumo energético e o Coeficiente de Performance, COP.

1.6 – Escopo do Trabalho

A dissertação é estruturada da seguinte maneira. No Capítulo 2, é apresentada uma revisão bibliográfica sobre a modelagem térmica em compressores herméticos alternativos, dando uma maior ênfase ao acoplamento entre o gás, o óleo e a carcaça. No Capítulo 3, são apresentados os experimentos (materiais e métodos) realizados para se determinar o perfil térmico de um compressor hermético sob distintas condições de operação. No Capítulo 4, é apresentado o modelo diferencial para o escoamento e a transferência de calor no filme de óleo, juntamente com a sua validação a partir dos dados experimentais. O acoplamento do modelo diferencial para o óleo com um modelo de simulação térmica do compressor já existente é realizado no Capítulo 5. A validação do modelo acoplado também é feita no Capítulo 5. No Capítulo 6, são discutidos os resultados teóricos para as distintas condições de operação do compressor. Por último, no Capítulo 7, são apresentadas as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

No capítulo seguinte, será apresentada em forma cronológica a revisão bibliográfica dos trabalhos mais relevantes relacionados com a dinâmica térmica de compressores herméticos alternativos.

Revisão Bibliográfica

2.1 – Introdução

Para um bom entendimento do funcionamento dos compressores herméticos alternativos, é necessário um amplo conhecimento dos processos dinâmicos e térmicos que acontecem em seu interior. Hoje em dia existe um número significativo de trabalhos na literatura, principalmente sobre processos de sucção, compressão e descarga nos quais se levam em consideração os efeitos térmicos e dinâmicos que ocorrem durante o processo de compressão. Esta ampla diversidade de trabalhos (teóricos, experimentais e de simulação computacional) se deve principalmente à necessidade de se aumentar a eficiência do compressor, sua confiabilidade e a uma melhoria no desempenho do ciclo de refrigeração.

Como foi sinalizado no Capítulo 1, o objetivo geral do presente trabalho é analisar a influência do óleo lubrificante na transferência de calor do compressor. Para este fim, foi desenvolvido um modelo diferencial para se estudar os efeitos térmicos aos quais está submetido o óleo ao escoar pelas paredes internas da carcaça e pelo sistema de alimentação de óleo do compressor (*bomba-eixo*). Adicionalmente, o modelo se propõe analisar os efeitos térmicos sobre os componentes internos do compressor (*câmara de sucção, cilindro, câmara de descarga, volumes de descarga do bloco, tubo “Bundy” e motor elétrico*) decorrentes da presença de óleo lubrificante no sistema.

Para cumprir tais objetivos, se faz necessária uma revisão bibliográfica dos trabalhos sobre a dinâmica térmica de compressores herméticos. O principal resultado desta revisão é determinar o estágio atual do desenvolvimento da área, melhorar o entendimento dos fenômenos de transferência de calor, revisar os modelos atuais e definir vantagens e desvantagens de cada abordagem dos problemas encontrados em compressores.

Este capítulo é dividido em três seções. Na primeira, é realizada uma revisão bibliográfica dos trabalhos mais relevantes sobre a análise térmica de compressores herméticos. Na seqüência, se discutem os aspectos mais relevantes dos mais importantes trabalhos com relação ao óleo lubrificante e seu acoplamento térmico com os outros componentes do compressor. Ao final, apresenta-se uma síntese dos tópicos de destaque da revisão bibliográfica.

2.2 – Transferência de Calor em Compressores Herméticos Alternativos

Segundo Maclaren (1972), os primeiros modelos matemáticos para a simulação do funcionamento de um compressor datam da década de 1950. Costagliola (1950) propôs um dos primeiros modelos bem-sucedidos, que consistia em duas equações diferenciais não-lineares que levavam em consideração alguns parâmetros do compressor. A primeira equação fornecia o fluxo de massa pelas válvulas em função da diferença de pressão entre as câmaras de sucção e de descarga. A segunda equação descrevia a dinâmica da abertura e do fechamento das válvulas no compressor. As soluções das equações diferenciais eram obtidas por métodos gráficos, o que dificultava seu uso como uma ferramenta de projeto. Os resultados obtidos com o modelo foram comparados a dados experimentais, e uma boa concordância foi verificada.

Karll (1972), através da primeira lei da termodinâmica, investigou o processo de compressão de um gás real. O cilindro foi modelado como um sistema fechado no qual a massa de fluido transferia energia sob a forma de calor e trabalho. O autor verificou a importância da determinação do coeficiente de transferência de calor no interior do cilindro, além de sinalizar a boa concordância de sua metodologia com resultados experimentais.

Adair *et al.* (1972) revisam, comparam e discutem as correlações disponíveis na literatura para a transferência de calor entre a parede do cilindro e o gás, além de apresentarem uma nova correlação. As comparações são feitas utilizando um modelo matemático no qual se considera o cilindro como um sistema aberto com propriedades uniformes. Os autores concluem que é de real importância se conhecer de forma mais precisa a transferência de calor entre a parede do cilindro e o gás para se calcular com precisão as eficiências volumétricas e termodinâmicas que afetam, de forma direta, o desempenho global do compressor. A correlação para o coeficiente de transferência de calor apresentou um erro de $\pm 20\%$ com relação a dados experimentais, os quais foram obtidos através do posicionamento de um termopar no cabeçote do pistão.

Prakash e Singh (1974) propuseram um modelo matemático para o cilindro baseado na primeira lei da termodinâmica para um gás ideal, levando em conta a transferência de calor entre o gás e as paredes do cilindro (Adair *et al.*, 1972) e o escoamento pelas válvulas de sucção e descarga. O modelo engloba também a cinemática do mecanismo (*eixo, biela-manivela*). Para facilitar a modelação do problema, o compressor foi dividido em 3 domínios: a *câmara de compressão*, a qual leva em consideração as válvulas e o pistão; a *câmara de sucção*; e a *câmara de descarga*. Desta forma, um sistema de seis equações é resolvido de forma acoplada. Os autores recomendam a importância de se considerar os efeitos de refluxo

e pulsações do gás entre as câmaras, os efeitos de fricção entre o pistão e o cilindro e o tratamento de gás real na equação de estado.

Brok *et al.* (1980) assinalaram que as duas principais parcelas da transferência de calor que influenciam o desempenho do compressor são: (1) o transporte de energia da câmara de compressão para o ambiente externo e, (2) o transporte de calor da compressão para o gás da sucção (*transmissão de calor interna*). Eles comentam que a influência da transmissão de calor interna prejudica o desempenho do compressor, provocando uma diminuição da eficiência volumétrica e o aumento da potência indicado do compressor. Os autores estimaram as magnitudes destas parcelas por meio de relações termodinâmicas e através de um modelo matemático para a simulação do compressor no qual se consideram os efeitos de transmissão de calor entre as câmaras. O modelo fez uso da correlação de Adair *et al.* (1972) para a transferência de calor entre as paredes do cilindro e o gás. De acordo com os resultados obtidos por Brok *et al.* (1980), a influência da transferência de calor no interior do cilindro sobre o desempenho do compressor é menor do que sugerido na literatura. O efeito negativo do calor transferido da câmara de compressão para a câmara de sucção e descarga, em condições normais de operação, não supera 2,5% da eficiência volumétrica e igual porcentagem para a potência indicada. Mesmo para o caso em que se considera o cilindro adiabático, e todo o calor da compressão é transportado com o gás para a câmara de descarga, as perdas por superaquecimento não superam 3%. No caso contrário, onde as paredes do cilindro são mantidas resfriadas, o ganho é de apenas 4%.

Lee *et al.* (1982) propuseram um modelo para simulação do compressor com ênfase na determinação das propriedades termodinâmicas e na transferência de calor no interior do cilindro. A título de comparação, os autores contrastaram a utilização da primeira lei da termodinâmica com o modelo de compressão politrópica. No caso em que se utilizou a primeira lei, o modelo considerou as propriedades do gás uniformes no cilindro. Além disso, assumiu-se comportamento de gás ideal, calores específicos constantes, rotação fixa e desprezaram-se os efeitos de fricção, as variações de energia potencial e cinética e a transferência de calor do gás na sucção e na descarga. Os autores concluíram que a temperatura no interior do cilindro é fortemente dependente do fluxo de massa, da dinâmica das válvulas e da taxa de transferência de calor. Com relação à comparação entre a primeira lei e o processo politrópico, os autores concluíram que não existem grandes diferenças entre os resultados obtidos com ambos os modelos, sendo as principais divergências relacionadas à temperatura da parede do cilindro.

Ussyk (1984) desenvolveu uma metodologia de simulação numérica para representar o funcionamento de um compressor hermético alternativo. O modelo consiste em uma

formulação integral para determinar a variação das propriedades no interior da câmara de compressão. O processo de compressão do fluido refrigerante é modelado como um processo politrópico, considerando o comportamento de gás real para a determinação da temperatura. O fluxo de massa através das válvulas de sucção e de descarga foi obtido com referência à vazão do escoamento compressível isentrópico em bocais. As palhetas empregadas nas válvulas foram consideradas como lâminas flexíveis, e o efeito do batente sobre a movimentação das válvulas foi incluído no modelo. O modelo também considerou o vazamento de fluido refrigerante através da folga entre o pistão e o cilindro. O autor considerou satisfatórios os resultados das simulações para a pressão do gás no interior do cilindro e movimentos das palhetas com relação a dados experimentais. Ussyk (1984) destacou a existência de três parcelas importantes da chamada perdas de fluxo de massa: a perda por superaquecimento na sucção, a perda por volume morto e a perda nos orifícios das válvulas. As perdas relacionadas com o vazamento e refluxos se mostraram menores em comparação com as parcelas anteriores, sendo menor sua contribuição no valor total. Com relação às perdas de energia no compressor o autor concluiu que as perdas elétricas constituem a maior fonte de perda de energia do sistema. Em segundo plano, mas não menos importantes, encontram-se as perdas mecânicas, na sucção e na compressão, sendo elas da mesma ordem de grandeza. Em um nível menor encontram-se as perdas relacionadas com a dinâmica de válvulas. Na atualidade, as distribuições de perdas energéticas nos compressores herméticos alternativos mudaram com relação ao concluído por Ussyk (1984). Hoje em dia, as maiores perdas estão relacionadas com os processos termodinâmicos seguidas pelas elétricas e por últimos às mecânicas, Possamai *et al.* (2004).

Recktenwald *et al.* (1986) utilizaram dois modelos numéricos para investigar a transferência de calor instantânea entre as paredes do cilindro e o gás em compressores alternativos. O primeiro modelo utilizou um balanço de massa e energia para determinar as propriedades termodinâmicas do volume de gás no interior do cilindro (*Modelo simplificado*). O segundo modelo resolveu as equações de continuidade, quantidade de movimento e energia para o gás no interior do cilindro utilizando uma metodologia de diferenças finitas. Os autores concluíram que os resultados para a transferência de calor instantânea no cilindro utilizando o modelo simplificado foram uma ordem de magnitude menor que os resultados obtidos pelo modelo de diferenças finitas. Esta diferença se deveu essencialmente ao valor do coeficiente de transferência de calor utilizado entre as paredes do cilindro e o gás. O modelo simplificado utilizou a correlação proposta por Adair *et al.* (1972), enquanto que para o modelo de diferenças finitas não foi necessário o uso de correlações uma vez que a sua determinação é parte da solução do problema.

Com frequência, menciona-se que o compressor é o coração do sistema de refrigeração por compressão mecânica, já que o mesmo é encarregado de proporcionar a energia necessária ao refrigerante para que este percorra todo o sistema. Esta energia é recebida pelo fluido por meio do movimento alternativo do pistão no interior do cilindro (*câmara de compressão*). Os artigos apresentados até agora tinham por objetivo apresentar a evolução do tratamento da transferência de calor no sistema de compressão. O passo seguinte é revisar os principais trabalhos na área da modelagem térmica dos componentes internos de um compressor hermético.

Meyer e Doyle (1990) implementaram um modelo para a análise térmica de um compressor alternativo de baixa capacidade baseado em balanços de energia em regime permanente para os diferentes componentes do compressor. Os coeficientes de transferência de calor foram determinados a partir de correlações disponíveis na literatura. Para as geometrias mais complexas, os coeficientes foram determinados por meio de dados experimentais. O modelo considerou cinco volumes de controle definidos como: o compressor como um todo, o gás refrigerante no interior do compressor, o *muffler*, a linha de descarga, o motor elétrico (onde se considera também a parte inferior da carcaça e o óleo lubrificante do cárter) e, por último, a parte superior e lateral da carcaça. Na interface entre a carcaça e o ambiente externo, considera-se a convecção de calor mista e os efeitos de radiação. Os autores concluíram que os resultados obtidos para as temperaturas dos componentes e do gás interno apresentaram boa concordância com dados experimentais, apesar de algumas discrepâncias terem sido observadas. Meyer e Doyle (1990) comentaram que para se obter melhores resultados é recomendável incorporar os efeitos de vazamento no cilindro.

Todescat *et al.* (1992) apresentaram um modelo para a análise térmica de um compressor alternativo a partir de um balanço de energia em diferentes componentes do compressor. Para a obtenção das propriedades do fluido refrigerante dentro do cilindro, foi utilizada uma formulação integral da primeira lei da termodinâmica, incluindo as variações temporais de massa e energia. As temperaturas do fluido na câmara de sucção, na câmara de descarga, no filtro da descarga e no ambiente interno do compressor, bem como das paredes do cilindro e da carcaça do compressor, foram obtidas através de um balanço de energia em regime permanente. Neste balanço, os coeficientes globais de transferência de calor em cada componente do compressor foram determinados experimentalmente. A exceção foi o coeficiente de transferência de calor entre o refrigerante e as paredes do cilindro, o qual foi obtido por correlações disponíveis na literatura. Para o cálculo dos fluxos de massa nas válvulas de sucção e descarga e através da folga entre o pistão e o cilindro, foi empregada a

metodologia de Ussyk (1984). O modelo foi aplicado na análise térmica de um compressor de refrigeração doméstica e os resultados para as temperaturas nos componentes do compressor, Coeficiente de Performance e fluxo de massa através de válvulas foram comparados com dados experimentais, indicando que os principais efeitos térmicos sobre o desempenho do compressor foram representados de forma satisfatória.

Fagotti *et al.* (1994) apresentaram um estudo comparativo sobre os modelos disponíveis na literatura para o cálculo da transferência de calor entre as paredes do cilindro e o gás, a saber, Annand (1963), Adair *et al.* (1972), Hamilton (1974), Brok *et al.* (1980), Polman (1981), Liu e Zhou (1984). Para determinar seu efeito sobre a eficiência termodinâmica do compressor, foi empregado um modelo de simulação da dinâmica acoplado ao modelo de simulação térmica. O primeiro modelo, desenvolvido por Ussyk (1984) e previamente validado, apresentou boa concordância com dados teóricos e experimentais. O modelo de Fagotti *et al.* (1994) considerou o deslocamento do pistão em função do tempo, os processos termodinâmicos no interior do cilindro, o fluxo de massa pelas válvulas, a dinâmica de válvulas, a folga entre o pistão e o cilindro, os efeitos de pulsação do gás no interior do *muffler*, os parâmetros de momento, potência e eficiência do motor elétrico e, por último, a presença dos mancais. O modelo de simulação térmica utilizado foi o proposto por Todescat *et al.* (1992), ao qual se agregaram os balanços energéticos do motor e dos mancais. O modelo foi aplicado a um compressor alternativo de baixa capacidade de uso doméstico trabalhando na chamada condição de *check-point*. Os autores concluíram que a modelagem térmica tem um importante papel no processo de simulação do compressor. Com relação à transferência de calor entre as paredes do cilindro e o gás, a correlação proposta por Annand (1963) foi a que melhor se comportou com respeito aos dados experimentais. Resultados de temperatura nos componentes, Coeficiente de Performance do compressor e fluxos de massa através de válvulas foram representados de forma satisfatória pelo modelo.

Cavallini *et al.* (1996) desenvolveram um modelo computacional em regime permanente para a análise térmica de um compressor alternativo a partir de balanços de energia nos diferentes componentes do compressor. O objetivo do estudo, que modelou o processo de compressão por meio de um processo politrópico, era o de determinar as temperaturas e a taxa de calor trocado pelos componentes. O modelo dividiu o compressor em seis subdomínios: carcaça, corpo (*cilindro, cabeçote e motor elétrico*), *muffler* de sucção, câmara de sucção, câmara de descarga e linha de descarga, além de levar em consideração as perdas associadas à energia elétrica no motor, as de fricção entre o pistão e o cilindro e as interações térmica que acontecem entre os componentes internos do compressor. O modelo gera um total de 12 equações em sua forma integral. Os autores validaram o modelo com R-

600a e R-134a e observaram uma boa concordância nos resultados do modelo quando comparados com dados experimentais obtidos com um compressor devidamente instrumentado, o qual foi testado em um calorímetro.

Fazendo uso de uma metodologia computacional, Chikurde *et al.* (2002) apresentaram um estudo sobre a transferência de calor e a dinâmica do escoamento do gás em um compressor hermético alternativo utilizando técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) nas quais as equações da continuidade, quantidade de movimento e energia foram resolvidas com o Método dos Volumes Finitos. O modelo assumiu regime permanente, comportamento de gás ideal e a compressão foi modelada como um processo politrópico. A temperatura de descarga do gás foi determinada a partir de uma relação isentrópica e foram desconsiderados os efeitos de radiação tanto na face externa como na face interna do compressor. A turbulência do escoamento foi resolvida com o modelo k- ϵ e os parâmetros de turbulência, intensidade turbulenta e o diâmetro hidráulico, são dados de entrada no problema. O esquema de interpolação para a discretização da pressão e dos termos convectivos foi o *UPWIND* de segunda ordem (Patankar, 1980). Chikurde *et al.* (2002) manifestam que o modelo foi capaz de determinar os gradientes de temperatura e pressão ao longo da sucção e descarga na trajetória do gás no interior do compressor. Os autores manifestaram que a utilização de CFD na análise dinâmica e térmica do compressor é uma ferramenta muito útil para a determinação da eficiência do compressor. As temperaturas dos componentes internos e do gás refrigerante circulando pelo interior do compressor demonstraram boa concordância com os resultados experimentais disponíveis.

Ooi (2003) apresentou um estudo analítico da transferência de calor e da distribuição de temperaturas em um compressor alternativo a partir de um modelo de condutâncias térmicas globais (*parâmetros concentrados*). Nesta análise, os componentes do compressor foram divididos em 46 elementos geometricamente simplificados e uma temperatura média foi atribuída a cada um dos componentes. Equações de balanço foram escritas para cada componente do compressor e as 46 equações resultantes foram resolvidas de forma simultânea para obter o campo de temperaturas dos componentes do compressor. O autor verificou boa concordância com medições experimentais e que as discrepâncias observadas deviam-se principalmente às correlações de transferência de calor utilizadas e às simplificações feitas nas geometrias. Adicionalmente, Ooi (2003) fez uma análise da influência da variação do material (*de Cobre para Teflon*) da linha sucção e de seu efeito na redução da transferência de calor no *muffler* de sucção. Em decorrência desta troca, a temperatura do gás no interior do cilindro teve seu valor reduzido, provocando um aumento

tanto do Coeficiente de Performance do compressor como da capacidade de refrigeração e uma diminuição no consumo de energia do motor elétrico.

Kremer (2006) apresentou uma análise teórica e experimental da influência da atomização de óleo lubrificante na câmara de compressão de um compressor alternativo de refrigeração. Um compressor protótipo foi construído e instrumentado a fim de testar a atomização de óleo na câmara de compressão. Os testes foram realizados com fluido refrigerante R-134a em uma bancada experimental especialmente adaptada para receber o compressor protótipo. Para complementar as análises experimentais, o autor desenvolveu um modelo baseado na forma integral dos princípios de conservação da massa e da energia para calcular a compressão do refrigerante com atomização de óleo. O modelo considerou a coexistência do fluido refrigerante e do óleo lubrificante a temperaturas diferentes. Os efeitos de atomização de óleo no desempenho do compressor foram estudados utilizando dois tipos de óleo lubrificante (*mineral e sintético*). O autor constatou quedas significativas nas temperaturas de vários pontos do compressor para os dois tipos de óleo. Entretanto, a solubilidade do refrigerante no óleo se mostrou bastante influente sobre parâmetros globais, como a capacidade de refrigeração, a eficiência de compressão e o Coeficiente de Performance. Para o óleo mineral, que possui menor solubilidade com o R-134a, foi observado um pequeno ganho em capacidade de refrigeração e eficiência de compressão em uma dada condição de operação.

2.3 – Aspectos mais Relevantes da Bibliografia

Conforme mencionado anteriormente, o objetivo do presente trabalho é estudar a influência do óleo lubrificante na transferência de calor do compressor. Para isso, quatro trabalhos serão discutidos em maior profundidade no que se refere à abordagem e modelação da transferência de calor desde os componentes internos até o ambiente externo.

No trabalho de Meyer e Doyle (1990) podem ser destacados dois aspectos importantes: o primeiro diz respeito ao volume de controle utilizado para determinar a temperatura do gás. Um balanço de energia foi efetuado no gás no interior do compressor, onde se considerou que o motor e a linha de descarga transferem calor ao gás que, por sua vez, transfere calor para o *muffler* de sucção e para a carcaça. Além disso, o balanço levou em conta que nem toda a energia que entra no compressor, com o fluxo de massa, segue direto para o *muffler*. No modelo, esta parcela de energia foi computada pela diferença entre a entalpia do gás na entrada do *muffler* e a entalpia do gás à temperatura do passador de sucção do compressor (*Figura 1.6*). O segundo ponto interessante é a divisão da carcaça em três

domínios: superior, lateral e inferior. Assumiu-se que os dois primeiros domínios se encontram à mesma temperatura, a qual foi determinada por um balanço de energia que considerou os efeitos de radiação do motor e da linha de descarga, além do efeito de condução no gás refrigerante. Por outro lado, no domínio inferior da carcaça, os autores assumiram uma temperatura igual à do motor elétrico, determinada por meio de um balanço térmico. Neste balanço, foram considerados os efeitos de convecção entre o motor e o gás, os efeitos de radiação entre o óleo e a carcaça, a diferença de entalpia do gás entre a saída do *muffler* e o passador de descarga e, por último, o calor rejeitado pela carcaça para o ambiente externo pelo domínio inferior.

Nos trabalhos de Todescat *et al.* (1992) e de Fagotti *et al.* (1994), um aspecto a ser destacado é o acoplamento entre a transferência de energia no gás no interior do compressor e aquela liberada para o ambiente externo. Em ambos os trabalhos, assumiu-se que a toda a energia recebida pelo gás a partir dos componentes internos é diretamente transferida para a carcaça. Desta forma, não se considera a presença de óleo escoando pelas paredes internas do compressor e, conseqüentemente, seu efeito na transferência de calor no sistema. Em outras palavras, se admite que a energia recebida pelo gás é igual à energia liberada pelo compressor para o ambiente externo. No modelo, a energia rejeitada pelo compressor foi determinada aplicando-se um balanço de energia global no compressor que inclui a energia entrando pelo passador de sucção, a energia saindo pelo passador de descarga e o consumo elétrico do motor. Outro ponto de interesse em Fagotti *et al.* (1994) é a hipótese adotada, tanto no balanço térmico do motor como nos mancais, de que todo o calor liberado pelos componentes é diretamente transferido ao gás do ambiente interno, desconsiderando, portanto, sua interação térmica com o óleo lubrificante.

Do trabalho de Cavallini *et al.* (1996), destaca-se a metodologia utilizada para relacionar a transferência de calor dos componentes internos para o ambiente externo. Os autores consideraram que todo o calor rejeitado pelos componentes é recebido pelo óleo lubrificante e que este, por sua vez, transfere este calor para a carcaça do compressor. Desta forma, o óleo e a carcaça são modelados como dois volumes de controles distintos, porém acoplados por meio da transferência de calor. Outro ponto importante diz respeito aos valores de temperatura em ambos os domínios. Cavallini *et al.* (1996) determinam os valores médios das temperaturas para o óleo lubrificante e para carcaça do compressor, valores representativos das temperaturas de cada um dos domínios. Isto se deve ao fato de que os autores utilizam um modelo integral em cada domínio do sistema. Por último, o modelo não leva em consideração a presença do óleo escoando sobre os componentes internos.

Conseqüentemente, são desprezados os efeitos de resfriamento devido ao escoamento do óleo pelo e sobre o *kit*.

2.4 – Síntese

Neste capítulo, foram revisados os trabalhos mais importantes relacionados com os processos de transferência de calor em um compressor hermético alternativo. Na primeira parte, o foco principal foi revisar os aspectos mais significativos do processo de compressão, incluindo a modelação da transferência de calor durante a compressão. Na segunda parte, o objetivo foi revisar as abordagens da transferência de calor considerando o compressor como um todo, enfocando na interação de energia entre os componentes internos, a carcaça do compressor, o gás refrigerante e o ambiente externo. Neste contexto, particular atenção foi dada aos trabalhos de Meyer e Doyle (1990), Todescat *et al.* (1992), Fagotti *et al.* (1994) e Cavallini *et al.* (1996) com relação à modelação da transferência de calor desde o domínio interno até o externo do compressor com ênfase na abordagem da presença de óleo lubrificante.

Observou-se que, na maioria dos trabalhos, há pouca dedicação ao esclarecimento da real influência do óleo lubrificante na transferência de calor do compressor. Isto se manifesta pela ausência de modelos para descrever a interação térmica que acontece entre o *kit*, o ambiente interno, o óleo lubrificante e o ambiente externo do compressor. Verificou-se também que as metodologias de acoplamento entre carcaça e óleo simplificam a um mínimo as variações espaciais da transferência de calor para o ambiente externo. Assim, acredita-se que o presente trabalho possa contribuir com originalidade para melhorar o conhecimento da transferência de calor em compressores herméticos alternativos de refrigeração doméstica, revelando o potencial da metodologia a ser proposta para projeto e estimativa de parâmetros de operação na área de compressores.

No capítulo seguinte, serão apresentados os procedimentos e resultados experimentais realizados em um compressor hermético alternativo de baixa capacidade da empresa EMBRACO. Os dados experimentais obtidos nos ensaios serão utilizados como parâmetros de comparação na validação do modelo.

Experimentos

3.1 – Introdução

A proposta principal deste trabalho é desenvolver um modelo diferencial para prever os efeitos de transferência de calor provocados pela presença de óleo lubrificante no compressor. Assim, é de suma importância que se conheça o campo de temperaturas do compressor em função da condição de operação. Neste capítulo, é apresentada uma investigação experimental de um compressor hermético alternativo de baixa capacidade para se determinar a distribuição de temperaturas em diversos pontos da carcaça e em componentes internos do compressor sob diferentes condições de operação. Os dados experimentais obtidos nos ensaios serão utilizados como parâmetros de comparação na validação do modelo.

Inicialmente, será apresentada a bancada experimental utilizada nos testes, a instrumentação interna e externa do compressor, o procedimento experimental, a incerteza das medições e os resultados dos ensaios realizados em distintas condições de operação. A comparação entre os resultados experimentais e aqueles obtidos com o modelo serão apresentados e analisados no Capítulo 6.

3.2 – Testes Experimentais

O objetivo dos testes experimentais é gerar uma base de dados consistente que permita a validação do modelo de transferência de calor no compressor e a determinação de parâmetros de funcionamento como o desempenho termodinâmico, mecânico e elétrico do compressor. Para atingir tal objetivo, utilizou-se uma bancada experimental construída para o teste de compressores herméticos (Kremer, 2006), onde foram realizados oito conjuntos de testes sob distintas condições de operação. A instrumentação consistia de um total de 30 termopares, distribuídos tanto interna como externamente ao compressor, seguindo um procedimento aperfeiçoado pelo Laboratório de Mecânica da EMBRACO. Por meio desta instrumentação, foram determinados perfis de temperatura na parte interna (*componentes*) do compressor e a variação espacial da temperatura na face externa da carcaça do compressor e no ambiente externo.

De forma a possibilitar o acesso da instrumentação de temperatura ao ambiente interno do compressor, a carcaça do protótipo testado neste trabalho teve de ser dividida em duas partes (*tampa e corpo da carcaça*), que podem ser acopladas por parafusos em uniões flangeadas. Os cabos dos termopares atravessam a carcaça pelo flange e a vedação é efetuada com uma junta de borracha de silicone. As comunicações entre os passadores de sucção e descarga e o meio externo foram feitas por meio de engates rápidos para facilitar a operação. Acredita-se que a alteração no volume interno de gás resultante destas modificações seja mínima. Entretanto, a influência do flange sobre a transferência de calor do compressor pode ser significativa, devido ao acréscimo de área da carcaça. Tal fato será abordado em detalhes durante a comparação dos resultados experimentais com o modelo matemático.

3.2.1 Bancada Experimental

O diagrama esquemático da bancada de testes de compressores é mostrado na Figura 3.1. O sistema opera com o fluido refrigerante no estado de vapor superaquecido (razão pela qual uma bancada deste tipo é por vezes denominada “calorímetro de ciclo quente”) e se conecta ao compressor através dos passadores de sucção e de descarga. A pressão da linha de descarga é controlada por uma válvula micrométrica do tipo agulha, denominada válvula de controle de descarga. Nesta mesma linha foi instalado um acumulador de óleo para reduzir a um mínimo o transporte de óleo do compressor para o restante do sistema. Uma linha de pressão intermediária foi instalada após a válvula de controle da pressão de descarga, contendo um acumulador de gás cuja função é estabilizar as pressões do sistema. Ao sair da linha de pressão intermediária, o gás passa por outra válvula micrométrica do tipo agulha, onde sua pressão é reduzida e controlada de forma a alcançar a pressão da linha de sucção. O fluido refrigerante retorna ao compressor por meio do passador de sucção, é comprimido e descarregado pelo passador de descarga, completando assim o ciclo.

A bancada é equipada com transdutores de pressão absoluta (modelo P3MB da *HBM*), com faixas de operação de 0 – 10 bar e 0 – 50 bar para as pressões de sucção e de descarga, respectivamente. Estes transdutores foram calibrados para a faixa de pressão de operação do compressor. Os sinais dos termopares foram registrados por um sistema de aquisição (fabricado pela *National Instruments*) acoplado ao computador da bancada. O sistema de aquisição é composto por uma placa de aquisição (modelo PCI-6251), um módulo condicionador de sinais de 32 canais para termopares (modelo SCXI-1102) e um módulo condicionador de sinais de 32 canais com frequência de corte de 10 kHz (modelo SCXI-1102C).

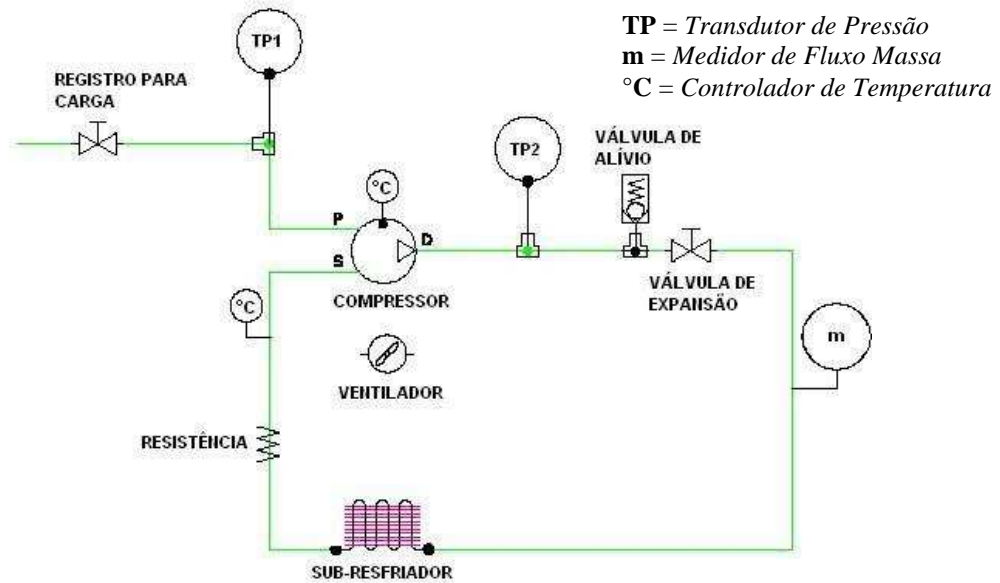


Figura 3.1: Diagrama esquemático da bancada de testes de compressores.

3.2.2 Instrumentação do Compressor

Com o objetivo de se medir o perfil de temperaturas no compressor, foram utilizados um total de 30 termopares do tipo T distribuídos entre os componentes internos, a carcaça e o ambiente externo ao compressor. O posicionamento dos termopares foi planejado de forma a determinar a temperatura nas seguintes regiões ou componentes do compressor (ver Figura 1.4 para uma disposição espacial dos componentes):

- (i) No passador de sucção. Termopares foram alojados neste componente para medir a temperatura do gás ingressando no compressor;
- (ii) Na entrada e na saída do *muffler*. A função deste componente é amortecer as pulsações de pressão no gás e receber o refrigerante proveniente do passador de sucção. Dois termopares foram montados sobre a sua superfície externa, junto às seções de entrada e de saída do gás;
- (iii) Na câmara de compressão. Um termopar foi posicionado nas paredes do cilindro, uma vez que não é possível medir a temperatura instantânea do gás no interior cilindro devido ao acentuado transiente térmico que sofre o gás;
- (iv) Na câmara de descarga. A câmara de descarga é o volume interno da tampa do cilindro por onde o refrigerante da câmara de compressão é

- descarregado através da válvula de descarga. Um termopar foi montado sobre a parede do cabeçote da câmara de descarga;
- (v) Nos volumes do bloco, que são os responsáveis por receber o gás da câmara de descarga e por amortecer as pulsações de pressão do gás. Um termopar foi instalado sobre a superfície interna dos volumes;
- (vi) No passador de descarga, por onde o refrigerante sai do compressor. Um termopar foi posicionado para medir a temperatura do gás.

Além das medições descritas acima, foram medidas as temperaturas do gás nas linhas de sucção e de descarga, bem como as temperaturas do óleo no cárter e do gás no ambiente interno da carcaça. Para esta ultima medição, foram utilizados dois termopares posicionados de tal forma que não existisse contato com as paredes da carcaça nem com os componentes internos do compressor e assim, obter um valor mais real da temperatura do gás. Foram realizadas medições de temperatura no motor elétrico, especificamente no estator e no mancal primário do sistema de alimentação de óleo. Uma das maiores complicações na medição da temperatura do mancal primário, é a rotação do sistema de alimentação e o pequeno espaçamento que existe entre as paredes do bloco e o eixo (*folga*). Para isso, foi necessário perfurar a parede do bloco, de tal forma que o termopar ficasse posicionado a uma distância de aproximadamente 1 mm da folga.

A Figura 3.2 apresenta em forma esquemática o posicionamento adotado nos ensaios experimentais para o alojamento dos termopares nos componentes internos do compressor.

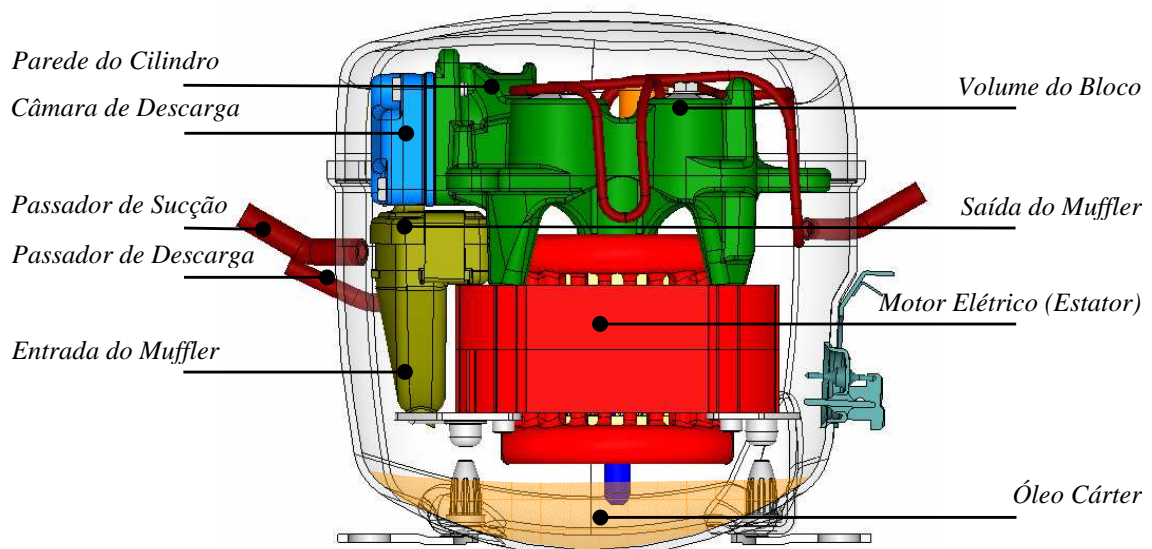


Figura 3.2: Esquema do compressor com os pontos de medição de temperatura nos componentes internos.

A Figura 3.3 ilustra a instrumentação real dos componentes internos do compressor hermético alternativo de baixa capacidade. No total, 12 termopares do tipo T foram utilizados nestes componentes.

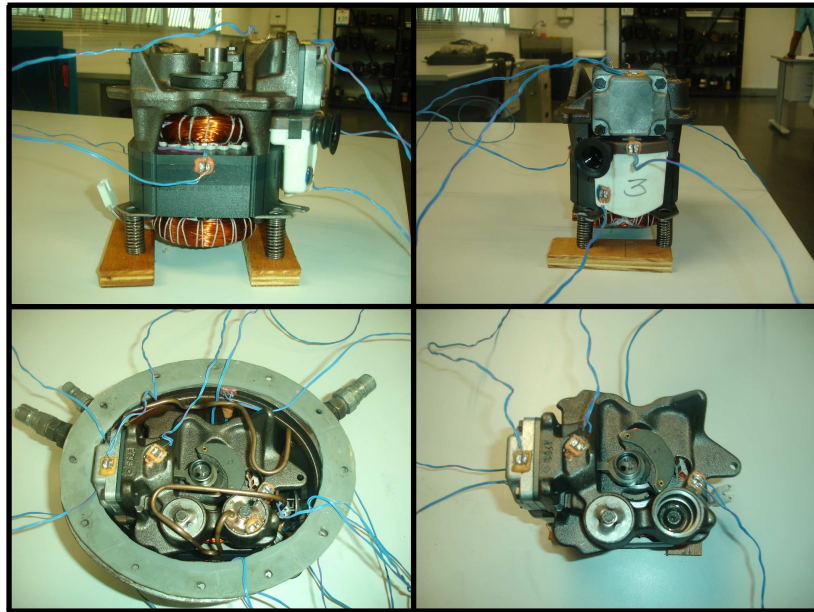


Figura 3.3: Instrumentação real nos componentes internos do compressor.

A instrumentação externa da carcaça foi efetuada na tampa e na lateral e fundo do corpo da carcaça utilizando um total de 14 termopares (a metodologia de divisão da carcaça em três domínios foi proposta por Meyer e Doyle, 1990). Na parte superior (topo da carcaça), foram usados 3 termopares com o intuito de se capturar o efeito da voluta de óleo incidindo sobre a tampa e a influência das temperaturas dos componentes internos. O primeiro termopar foi posicionado sobre a face externa, no centro da tampa, exatamente sobre a saída de óleo do sistema de bombeamento de óleo (eixo), conforme mostra a Figura 3.4. O segundo termopar da tampa foi posicionado entre o eixo e o passador de descarga e o terceiro entre o eixo e o passador de processo.

Na região da lateral, foram colocados 8 termopares divididos em dois grupos, lateral superior e lateral inferior. O primeiro grupo, lateral superior, são os termopares posicionados na altura dos passadores de sucção, descarga e processo, como mostra a Figura 3.4. O objetivo destes termopares é determinar a influência dos passadores, do flange e do bloco sobre a temperatura da carcaça. O segundo grupo, lateral inferior, foi posicionado à altura do terminal elétrico para se obter a influência sobre a parede externa da transferência de calor do óleo que volta ao cárter como um filme na parede interna.

Na parte inferior, foram utilizados 3 termopares posicionados no centro do cárter, entre o respiro do *muffler* e a bomba e, entre o terminal elétrico e a bomba (ver Figura 3.4). O

objetivo destes termopares era de obter o efeito sobre a carcaça da temperatura do óleo no cárter e o efeito da recirculação que sofre o óleo, devido à rotação da bomba centrífuga.

Para determinar a temperatura média do ar no ambiente externo e a condutância térmica entre a carcaça e ar externo, foram posicionados 4 termopares ao redor do compressor. Neste tipo de termopar, foram adaptadas massas de cobre em cada terminal, com o objetivo de aumentar a inércia térmica e obter um melhor sinal da temperatura externa.

Para facilitar o entendimento e posicionamento dos termopares na carcaça do compressor, serão enumerados e distribuídos da seguinte forma, Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Distribuição e Enumeração dos termopares sobre a carcaça do compressor.

Região	Termopares	Objetivos de Análises
Superior	1 – 2 – 10	<i>Efeito da Evoluta e Componentes Internos</i>
Lateral Superior	3 – 9 – 11 – 13	<i>Influência dos passadores, Flange e Bloco</i>
Lateral Inferior	4 – 8 – 12 – 14	<i>Retorno de óleo ao cárter e volume de óleo do cárter</i>
Inferior	5 – 6 – 7	<i>Espessura do Óleo no cárter e rotação do sistema da bomba</i>

A Figura 3.4 apresenta em forma esquemática o posicionamento adotado nos ensaios experimentais para o alojamento dos termopares na carcaça do compressor.

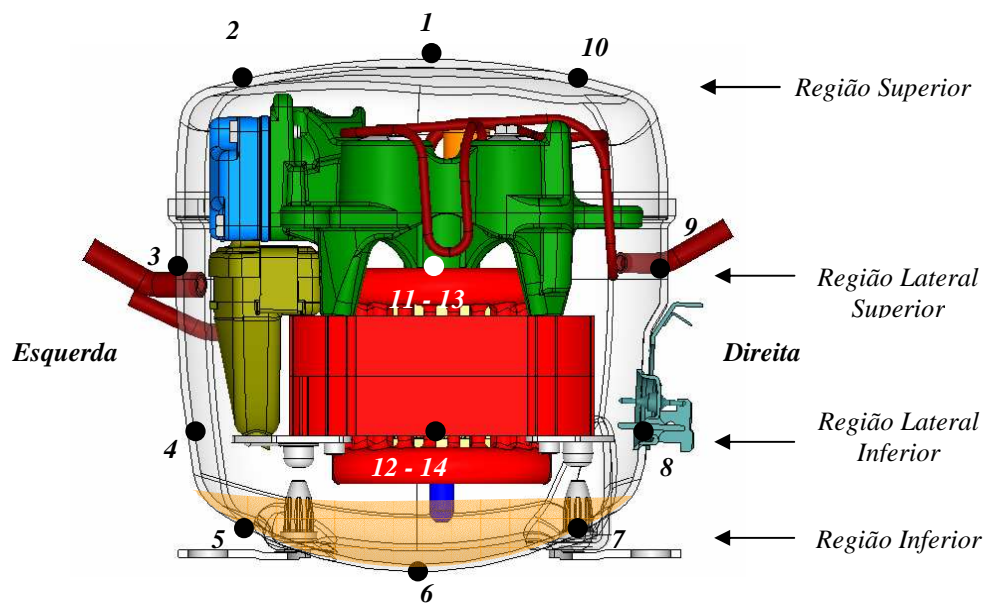


Figura 3.4: Esquema do compressor com os pontos de medição de temperatura na carcaça.

A Figura 3.5 ilustra a instrumentação real da carcaça do compressor hermético alternativo. No total, 14 termopares do tipo T foram utilizados nestes componentes.

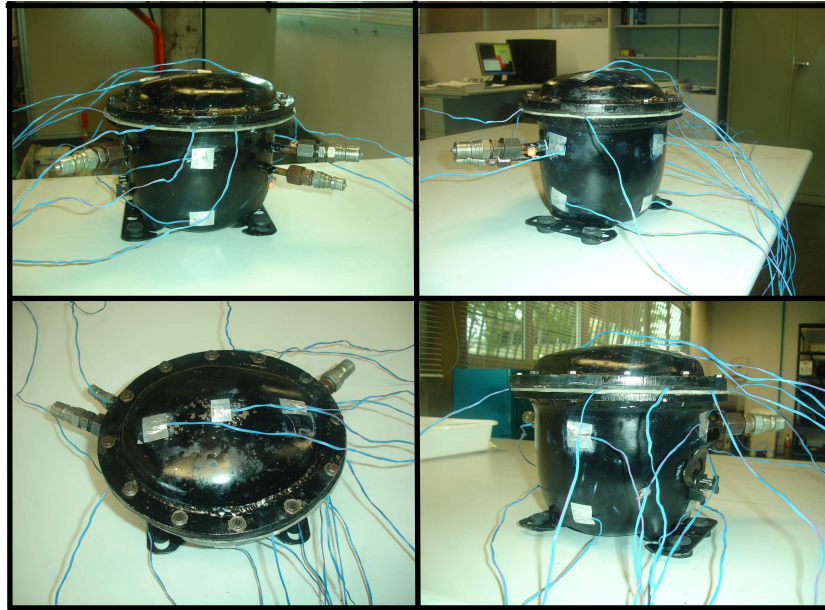


Figura 3.5: Instrumentação real da carcaça do compressor.

A montagem dos termopares foi efetuada seguindo alguns cuidados importantes. Para diminuir o efeito aleta dos fios sobre a junta quente dos termopares, os fios foram enrolados dentro do ambiente no qual a temperatura foi medida. Devido à impossibilidade de se instalar termopares em algumas regiões internas do compressor, tais como a parede do cilindro e o mancal, furos foram cuidadosamente usinados em determinadas posições do bloco, de modo que a junta quente do termopar ficasse a uma distância de aproximadamente 1 mm da superfície cuja temperatura se desejava medir.

Para os termopares da carcaça, foi adaptada em cada terminal uma placa de cobre de área igual a 1 cm^2 , a qual permanece em contato com a carcaça por meio de uma fita adesiva metálica e de pasta térmica altamente condutiva para minimizar a resistência térmica de contato.

3.2.3 Procedimento Experimental

Para dar início aos testes experimentais, o compressor deve ser submetido a uma condição de vácuo, com o objetivo de eliminar a presença de ar, umidade e impurezas que possam existir no interior do sistema. Terminado este processo (aprox. 45 minutos) é aberta a válvula de sucção para que o sistema receba uma carga de R-134a, o fluido refrigerante utilizado nos ensaios.

Após realizar a evacuação do sistema e permitir o ingresso do gás refrigerante, o teste inicia-se com o acionamento do compressor, sendo necessário um longo período (aprox. 4 horas) até que se atinja a condição de regime permanente. Durante os testes, o operador deve continuamente ajustar as válvulas de sucção e de descarga para que as pressões de trabalho se mantenham na condição estabelecida para o teste. Admite-se que uma diferença de $\pm 1\%$ entre os valores de pressão desejados e os estabelecidos na bancada é aceitável.

O critério adotado para se identificar a condição de regime permanente é de que as temperaturas monitoradas apresentem uma variação menor que 1°C ao longo de 45 minutos. Atendida esta condição, uma média aritmética é realizada com os dados adquiridos nos 5 minutos seguintes (são coletados um total de 300 dados por cada termopar) e, então, o teste é finalizado. As válvulas do sistema são fechadas e o sistema de aquisição é desligado.

3.2.4 Incerteza das Medições

Conforme mencionado acima, a instrumentação do compressor foi realizada de acordo com procedimentos estabelecidos pelo Laboratório de Mecânica da EMBRACO (tipo de termopar, posicionamento, fixação e tratamento do sinal). Os valores de incerteza aqui apresentados foram baseados em informações da empresa por meio de relatórios técnicos.

Os termopares fornecem sinal de saída em voltagem termoelétrica que, por meio de uma curva tensão-temperatura, se relaciona à temperatura em $^{\circ}\text{C}$. De acordo com o fabricante, a incerteza dos termopares é de $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$. O Laboratório de Mecânica da EMBRACO considera esta incerteza como $\pm 1^{\circ}\text{C}$. No presente trabalho, por meio de ensaios de repetibilidade, considera-se que na ausência de erros de posicionamento e fixação, a incerteza padrão de medição não deve superar $\pm 2^{\circ}\text{C}$.

Na bancada experimental a medição de pressão do fluido refrigerante é efetuada com transdutores de pressão absoluta modelo P3MB da fabrica HBM, os foram calibrados para a faixa de pressão utilizada. A incerteza fornecida pela fabricante é de $\pm 0,1$ bar para a medição na linha de alta pressão e de $\pm 0,004$ bar para a medição na linha de baixa pressão.

3.3 – Resultados Experimentais

Foram realizados oito testes experimentais com o objetivo de validar em distintas condições de operação o modelo a ser descrito em capítulos a seguir.

Os dois primeiros testes tiveram por motivação a determinação da variação da temperatura na carcaça e nos componentes internos do compressor. Para isso, duas condições

de operação foram testadas. Na primeira, as pressões de sucção e de descarga foram estabelecidas em 1,2 bar e 14,7 bar, as quais correspondem a temperaturas de evaporação e de condensação para o R-134a de $-23,3^{\circ}\text{C}$ e de $54,4^{\circ}\text{C}$, respectivamente. A segunda condição estabelece pressões de sucção e descarga de 2,0 bar e 21,2 bar, as quais correspondem a temperaturas de evaporação e de condensação de $-10,0^{\circ}\text{C}$ e $70,0^{\circ}\text{C}$, respectivamente.

Os dois testes seguintes tiveram por objetivo captar os efeitos sobre a transferência de calor do compressor com ou sem presença do óleo escoando pelas paredes da carcaça. Neste sentido, foi interrompido o circuito de bombeamento de óleo na saída do eixo, obrigando o mesmo a voltar diretamente para o cárter, ou seja, evitando seu escoamento pelas paredes da carcaça do compressor. Nestes testes, utilizou-se a condição de pressões de evaporação e de condensação correspondentes a $-23,3^{\circ}\text{C}$ e $54,4^{\circ}\text{C}$ (R-134a).

Os últimos testes foram realizados para se estimar o efeito da variação da condutância térmica entre a carcaça e o ambiente externo sobre o perfil de temperaturas do compressor. Isto foi efetuado a partir da modificação do regime do escoamento do ar externo ao redor do compressor. Normalmente, o regime de escoamento é resultado da convecção natural do ar externo. Entretanto, nestes testes, a circulação de ar foi promovida por um ventilador, caracterizando assim um regime de convecção forçada. Foram investigadas duas condições de operação: na primeira, as pressões de evaporação e de condensação correspondiam a $-27,0^{\circ}\text{C}$ (0,9 bar) e $42,0^{\circ}\text{C}$ (10,7 bar) e, na segunda, a $-23,3^{\circ}\text{C}$ e $40,0^{\circ}\text{C}$ (10,1 bar).

Os primeiros dois testes, mais extensos e com a medição de um número maior de pontos do compressor, foram realizados nos Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica (Polo) da Universidade Federal de Santa Catarina. Os outros testes foram realizados no Laboratório de Mecânica da EMBRACO.

3.3.1 Efeito da Variação da Temperatura na Carcaça do Compressor

Um dos aspectos mais importantes dos testes é a possibilidade de se determinar a variação espacial da temperatura da carcaça do compressor em função da condição de operação. A primeira condição avaliada ($-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$) — a chamada condição de *checkpoint* — é uma das mais freqüentes em sistemas de refrigeração doméstica. A segunda condição ($-10,0^{\circ}\text{C}/70,0^{\circ}\text{C}$) tem por objetivo submeter o compressor a níveis de temperatura mais elevados, que serão provocados pelo aumento da capacidade de refrigeração do compressor. Este aumento faz com que os mancais sejam mais solicitados, produzindo o aumento das perdas mecânicas no sistema (maior atrito viscoso entre componentes).

As Tabelas 3.2 e 3.3 apresentam os resultados de temperaturas para os vários pontos do compressor em função da condição de operação. Resultados individuais dos testes de repetibilidade são mostrados, assim como a média destes valores. As temperaturas dos ambientes interno e externo representam o valor médio das leituras dos termopares utilizados para medir tais grandezas.

O desvio padrão pode ser definido como o grau de dispersão dos dados numéricos em torno do valor médio da variável medida (Pham, 2006). De acordo com os valores de temperatura obtidos nos testes, nas duas condições de operação, é possível concluir que houve consistência e boa repetibilidade nos testes. Isto garante certa confiança para a utilização destes dados como referência para a validação do modelo.

Tabela 3.2 – Temperaturas dos componentes internos na condição de operação $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$.

Temperaturas [$^{\circ}\text{C}$]	Repetições				Média	Desvio Padrão
	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4		
Câmara Sucção (T_{sc})	50,1	50,7	50,5	51,1	50,6	0,4
Parede Cilindro (T_w)	98,3	98,2	98,3	98,4	98,3	0,1
Câmara Descarga (T_{dc})	132,9	133,1	133,1	133,3	133,2	0,2
Volumes Bloco (T_{db})	95,4	93,8	94,1	94,1	94,4	0,7
Linha Descarga (T_{ld})	85,1	84,3	83,8	83,6	84,2	0,7
Motor Elétrico (T_m)	92,4	92,1	92,5	92,0	92,3	0,3
Amb. Interno (T_{ie})	82,8	80,9	81,2	81,1	81,3	0,6
Amb. Externo (T_{ee})	25,6	24,6	25,2	24,9	25,1	0,4
Óleo Cártter (T_{oc})	75,4	74,5	74,7	74,2	74,7	0,5

Tabela 3.3 – Temperaturas dos componentes internos na condição de operação $-10,0^{\circ}\text{C}/70,0^{\circ}\text{C}$.

Temperaturas [$^{\circ}\text{C}$]	Repetições				Média	Desvio Padrão
	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4		
Câmara Sucção (T_{sc})	50,8	50,8	50,8	51,1	50,9	0,1
Parede Cilindro (T_w)	106,7	106,8	106,5	107,5	106,9	0,3
Câmara Descarga (T_{dc})	139,9	140,3	140,3	140,6	140,3	0,4
Volumes Bloco (T_{db})	112,1	112,5	111,8	113,3	112,4	0,7
Linha Descarga (T_{ld})	96,1	96,5	95,8	96,4	96,2	0,3
Motor Elétrico (T_m)	108,0	108,1	107,8	109,5	108,4	0,8
Amb. Interno (T_{ie})	94,3	94,1	93,8	95,0	94,3	0,5
Amb. Externo (T_{ee})	24,8	25,9	25,8	25,4	25,5	0,5
Óleo Cártter (T_{oc})	86,1	85,6	84,9	86,3	85,7	0,6

A fim de explorar a variação espacial da temperatura na carcaça do compressor, define-se como *perfil esquerdo* o seguinte conjunto de medidas (números dos termopares segundo a Figura 3.4): centro (1), cilindro (2), passador de sucção (3), *muffler* (4), motor elétrico esquerdo (5), cárter (6). Da mesma forma, o *perfil direito* é dado pela seguinte seqüência de medidas: centro (1), bloco (10), passador de processo (9), terminal elétrico (8), motor elétrico direito (7), cárter (6).

Com relação às Tabelas 3.4 a 3.7, que mostram a distribuição da temperatura do perfil esquerdo e direito em função da condição de operação, é possível apontar alguns aspectos de interesse, destacados a seguir.

Observa-se que em ambas as condições ($-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ e $-10,0^{\circ}\text{C}/70,0^{\circ}\text{C}$), os pontos de maior temperatura na carcaça se encontram na região da tampa. Este efeito era esperado devido à presença dos componentes de maior temperatura na região superior do compressor e da influência do óleo com alta temperatura que é direcionada à tampa, sob a forma de uma voluta, pelo sistema de bombeamento.

Comparando os perfis de temperatura, nota-se que a variação da temperatura no perfil esquerdo é menor que no perfil direito. Isto ocorre devido ao pequeno espaçamento entre as paredes da carcaça e os componentes internos do compressor existente naquela zona. Cabe lembrar que o perfil esquerdo é fortemente influenciado pelas temperaturas do cilindro e da câmara de descarga, que são umas das maiores do sistema.

Destaca-se que as variações das leituras dos termopares posicionados na parte inferior do compressor, cárter e lateral inferior (ou seja, os termopares 4, 5, 6, 7 e 8), apresentaram pequenas diferenças entre si. Estas pequenas variações estão relacionadas à espessura da camada de óleo no fundo do compressor e ao efeito de rotação da bomba centrífuga, os quais provocam uma homogeneização na distribuição de temperaturas nessa região.

Conforme esperado, a condição $-10,0^{\circ}\text{C}/70,0^{\circ}\text{C}$ provocou um aumento do campo de temperatura, devido ao acréscimo da capacidade de refrigeração do compressor. Este aumento é devido à maior potência necessária para comprimir o gás refrigerante no interior da câmara de compressão (maior potência indicada, \dot{W}_i), o que implica em uma maior potência de eixo (\dot{W}_{eixo}), e maior atrito viscoso entre as peças de transmissão de movimento. Tal efeito que se vê refletido no aumento da dissipação de calor do *kit* para o ambiente interno do compressor (maior temperatura do gás interno) e diminuição da viscosidade do óleo (maior fricção).

De forma de simplificar o entendimento dos resultados, são apresentadas as Figuras 3.6 e 3.7, que mostram a distribuição de temperaturas do perfil esquerdo e direito do compressor em ambas as condições de trabalho ($-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ e $-10,0^{\circ}\text{C}/70,0^{\circ}\text{C}$).

Tabela 3.4 – Temperaturas dos termopares considerados no perfil esquerdo do compressor trabalhando na condição de operação $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$.

Temperaturas [$^{\circ}\text{C}$]	Repetições				Média	Desvio Padrão
	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4		
T1	74,0	72,8	74,7	71,9	73,4	1,2
T2	76,0	74,9	74,9	73,7	74,9	0,9
T3	68,9	68,0	67,8	66,8	67,9	0,8
T4	68,3	67,4	67,3	66,6	67,4	0,7
T5	70,3	69,5	69,7	68,8	69,6	0,6
T6	71,0	70,1	70,2	69,5	70,2	0,6

Tabela 3.5 – Temperaturas dos termopares considerados no perfil direito do compressor trabalhando na condição de operação $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$.

Temperaturas [$^{\circ}\text{C}$]	Repetições				Média	Desvio Padrão
	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4		
T1	74,0	72,8	74,7	71,9	73,4	1,2
T10	72,9	71,7	71,4	70,6	71,7	1,0
T9	61,5	60,2	59,8	59,8	60,3	0,8
T8	64,4	62,7	62,6	61,8	62,9	1,1
T7	70,3	69,2	69,1	68,6	69,3	0,7
T6	71,0	70,1	70,2	69,5	70,2	0,6

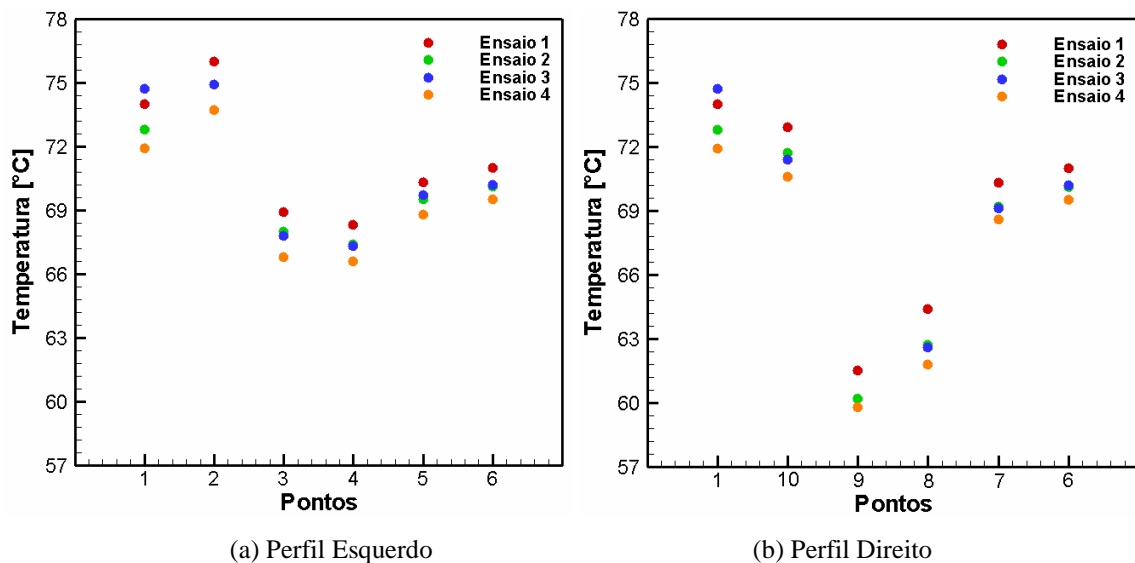


Figura 3.6: Variação espacial da temperatura da carcaça do compressor na condição $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$, dados experimentais.

Tabela 3.6 – Temperaturas dos termopares considerados no perfil esquerdo do compressor trabalhando na condição de operação $-10,0^{\circ}\text{C} / 70,0^{\circ}\text{C}$.

Temperaturas [$^{\circ}\text{C}$]	Repetições				Média	Desvio Padrão
	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4		
T1	85,5	85,5	85,3	84,8	85,3	0,3
T2	86,9	86,4	85,8	86,3	86,3	0,5
T3	79,4	79,4	79,1	79,7	79,4	0,3
T4	78,5	78,6	77,9	78,9	78,5	0,4
T5	80,4	80,2	79,6	81,0	80,3	0,6
T6	81,0	80,7	80,0	81,2	80,7	0,5

Tabela 3.7 – Temperaturas dos termopares considerados no perfil direito do compressor trabalhando na condição de operação $-10,0^{\circ}\text{C} / 70,0^{\circ}\text{C}$.

Temperaturas [$^{\circ}\text{C}$]	Repetições				Média	Desvio Padrão
	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4		
T1	85,5	85,5	85,3	84,8	85,3	0,3
T10	84,1	83,3	82,7	83,6	83,4	0,6
T9	68,3	67,7	67,3	68,5	68,0	0,5
T8	72,8	72,4	71,9	72,9	72,5	0,4
T7	80,1	79,6	79,0	80,3	79,7	0,6
T6	81,0	80,7	80,0	81,2	80,7	0,5

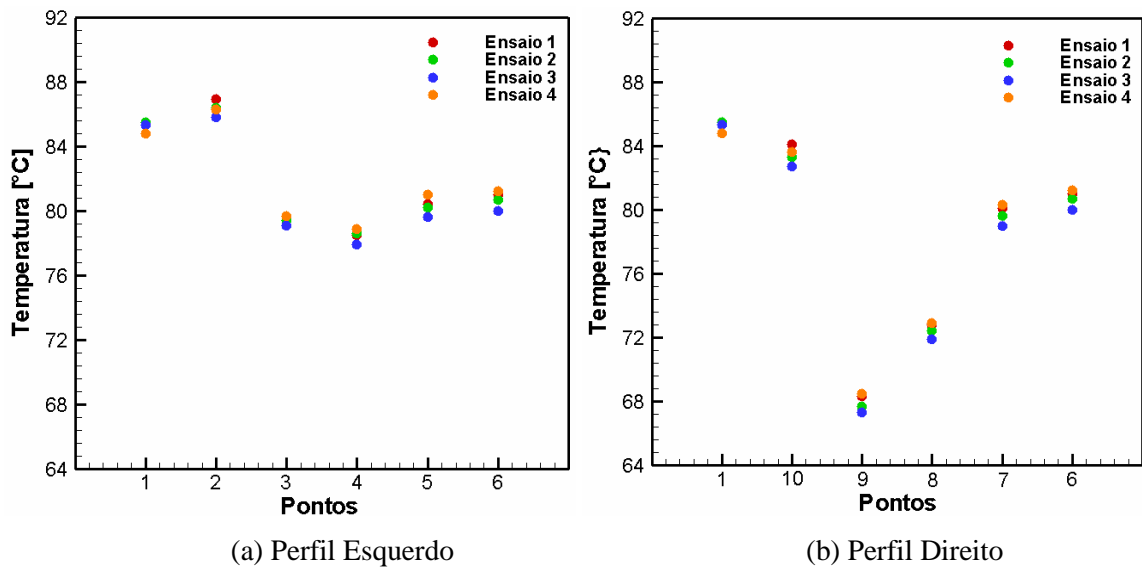


Figura 3.7: Variação espacial da temperatura da carcaça do compressor na condição $-10,0^{\circ}\text{C} / 70,0^{\circ}\text{C}$, dados experimentais.

As Tabelas 3.8 e 3.9 mostram a distribuição de temperaturas dos termopares posicionados na parte frontal (11, 12) e posterior (13, 14) da face lateral. Observa-se que os valores são muito parecidos aos obtidos no perfil esquerdo (os termopares 4, 5). Isto ocorre devido a influência da temperatura da linha de descarga (*bundy*) e do volume do bloco, além do pequeno espaçamento entre o *kit* e as paredes da carcaça do compressor.

Tabela 3.8 – Temperaturas dos termopares na parte frontal (11, 12) e posterior (13, 14) da face lateral do compressor trabalhando na condição de operação $-23,3^{\circ}\text{C} / 54,4^{\circ}\text{C}$.

Temperaturas [$^{\circ}\text{C}$]	Repetições				Média	Desvio Padrão
	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4		
T11	68,3	67,2	67,1	66,3	67,3	0,8
T12	70,7	69,7	69,4	68,4	69,5	0,9
T13	69,4	68,1	68,0	67,0	68,1	1,0
T14	67,9	66,9	67,3	66,3	67,1	0,7

Tabela 3.9 – Temperaturas dos termopares na parte frontal (11, 12) e posterior (13, 14) da face lateral do compressor trabalhando na condição de operação $-10,0^{\circ}\text{C} / 70,0^{\circ}\text{C}$.

Temperaturas [$^{\circ}\text{C}$]	Repetições				Média	Desvio Padrão
	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4		
T11	77,8	77,8	7,3	78,2	77,8	0,4
T12	80,2	80,2	79,6	80,7	80,2	0,4
T13	79,6	79,4	78,7	79,4	79,3	0,4
T14	77,7	77,9	77,2	78,5	77,8	0,5

3.3.2 Efeito da Presença de Óleo na Carcaça do Compressor

Desde o ponto em que o óleo ingressa no sistema de bombeamento no cárter até o ponto em que deixa o conjunto pelo topo excêntrico do eixo, o óleo absorve calor dos componentes internos do compressor (por meio da transferência de calor com o eixo e os mancais), provocando um resfriamento destes componentes. Quando o óleo é expulso do sistema de alimentação pelo topo do eixo, uma voluta é formada e parte do óleo atinge a carcaça e escoar sobre ela como uma película descendente. Assim, parte da energia recebida pelo óleo é dissipada como calor para o ambiente externo pela parede a carcaça. O óleo então retorna ao cárter.

Admite-se que exista uma fração do fluxo total de óleo que passa pelo eixo que não consegue atingir a carcaça e escoar junto a ela. Esta fração, ao sair do eixo, respinga sobre os

componentes, troca calor com eles e finalmente retorna ao cárter (sem, entretanto, transferir ou receber calor da parede da carcaça).

Os ensaios descritos nesta seção têm por objetivo esclarecer o efeito do escoamento do óleo lubrificante como um filme na parede interna da carcaça sobre o campo de temperaturas do compressor. Para tal, um anteparo circular foi posicionado na saída do eixo de modo a alterar o circuito do óleo e impedir a formação da película descendente sobre a carcaça. Assim, o óleo volta ao cárter escoando sobre os componentes internos e não troca calor diretamente com a tampa e as paredes laterais do compressor.

Os resultados apresentados na Tabela 3.10 para a operação do compressor com e sem óleo na carcaça foram obtidos no Laboratório de Mecânica da EMBRACO com o mesmo compressor avaliado nos testes anteriores. A principal diferença da instrumentação diz respeito ao número de termopares na carcaça. Nestes testes, a temperatura da carcaça foi medida com apenas três termopares, centro da tampa, face lateral e centro do cárter. Assim como os testes de variação da temperatura da carcaça apresentados na Seção 3.3.1, estes testes serão utilizados para a validação do modelo proposto nos capítulos seguintes.

Da Tabela 3.10, observa-se um aumento das temperaturas quando a formação da película de óleo é evitada. Este aumento se deve, principalmente, ao fato de que o óleo entrega parte da energia recebida no eixo de volta aos componentes, sendo o restante dissipado pelo óleo que se encontra no cárter. Isto provoca um aumento tanto da temperatura do ambiente interno como dos componentes do compressor.

Tabela 3.10 – Temperaturas dos componentes internos na condição de operação
-23,3°C /54,4°C com e sem óleo na carcaça, Tee = 32,0°C.

Temperaturas [°C]	Condição na Carcaça		Diferença Sem óleo – Com Óleo
	Com Óleo	Sem Óleo	
Câmara Sucção (T_{sc})	49,8	50,3	0,5
Parede Cilindro (T_w)	96,9	99,8	2,8
Câmara Descarga (T_{dc})	131,6	133,3	1,7
Volumes Bloco (T_{db})	109,5	111,8	2,2
Linha Descarga (T_{ld})	96,4	99,6	3,2
Motor Elétrico (T_m)	87,0	88,2	1,2
Amb. Interno (T_{ie})	81,4	84,0	2,6
Óleo Cárter (T_{oc})	70,5	75,0	4,5
Carcaça (T_h)	66,1	65,0	-1,1

3.3.3 Efeito do Resfriamento da Carcaça do Compressor

Em condições de operação normais, a dissipação de calor pela carcaça para o ambiente externo é realizada por meio de uma combinação de convecção natural e de radiação. Os testes descritos nesta seção têm por objetivo avaliar a influência da dissipação de calor pela carcaça sobre o perfil de temperatura dos componentes internos do compressor. Para conseguir este objetivo, o compressor foi submetido a um padrão de convecção forçada no ar externo, gerado por um ventilador, que resulta em um aumento do coeficiente de transferência de calor entre a parede externa da carcaça e o ar.

Os resultados apresentados nas Tabelas 3.11 a 3.12 foram obtidos no Laboratório de Mecânica da EMBRACO e mostram a variação das temperaturas dos diversos componentes internos do compressor para condições com e sem um resfriamento forçado da carcaça. Observa-se nas tabelas que os campos de temperaturas dos componentes internos do compressor diminuem acentuadamente quando se utiliza convecção forçada como condição de contorno da carcaça. Nestes testes, não foram registradas a velocidade média do ar, o fluxo de massa de ar e a potência consumida pelo ventilador, o que dificulta a estimativa de um coeficiente de transferência de calor para o ar externo. Mesmo assim, como será mostrado adiante, foi possível, mesmo que de forma qualitativa, empregar os dados experimentais destes testes na validação do modelo proposto.

Tabela 3.11 – Temperaturas dos componentes internos na condição de operação $-27,0^{\circ}\text{C} / 42,0^{\circ}\text{C}$ com e sem resfriamento de carcaça.

Temperaturas [$^{\circ}\text{C}$]	Condição na Carcaça		Diferença Com - Sem Resfr.
	Com Resfr.	Sem Resfr.	
Câmara Sucção (T_{sc})	39,9	47,4	-7,5
Parede Cilindro (T_w)	71,2	85,7	-14,4
Câmara Descarga (T_{dc})	106,8	117,7	-10,9
Volumes Bloco (T_{db})	82,2	95,7	-13,5
Linha Descarga (T_{ld})	68,3	84,2	-15,8
Motor Elétrico (T_m)	60,3	75,0	-14,7
Amb. Interno (T_{ie})	44,9	63,4	-18,5
Amb. Externo (T_{ee})	25,0	25,0	0,0
Óleo Cáster (T_{oc})	41,0	59,2	-18,2
Carcaça (T_h)	36,0	54,3	-18,3

Tabela 3.12 – Temperaturas dos componentes internos na condição de operação
-23,3°C /40,0°C com e sem resfriamento de carcaça.

Temperaturas [°C]	Condição na Carcaça		Diferença Com - Sem Resfr.
	Com Resfr.	Sem Resfr.	
Câmara Sucção (T_{sc})	38,5	46,4	-7,3
Parede Cilindro (T_w)	69,8	84,3	-14,5
Câmara Descarga (T_{dc})	103,1	114,6	-11,5
Volumes Bloco (T_{db})	82,6	96,0	-13,4
Linha Descarga (T_{ld})	70,1	85,2	-15,1
Motor Elétrico (T_m)	60,2	75,8	-15,6
Amb. Interno (T_{ie})	45,8	67,3	-21,5
Amb. Externo (T_{ee})	25,0	25,0	0,0
Óleo Cártter (T_{oc})	41,7	59,6	-17,9
Carcaça (T_h)	37,0	56,0	-19,0

3.4 – Síntese

Neste capítulo, foi descrita a realização de três tipos de ensaio cujos objetivos eram esclarecer e quantificar a influência do óleo na distribuição de temperaturas em um compressor hermético alternativo.

O primeiro ensaio forneceu a distribuição de temperaturas no interior e na carcaça do compressor para duas condições de operação do compressor. Nestes testes, nenhuma alteração do padrão de circulação interna de óleo e do regime de escoamento do ar no ambiente externo foi realizada. O segundo ensaio procurou esclarecer a influência da presença da película de óleo escoando sobre a parede interna da carcaça. Finalmente, no terceiro ensaio, o regime de escoamento do ar externo foi alterado de convecção natural para convecção forçada para se quantificar a redução do perfil de temperaturas do compressor.

Foram discutidos alguns aspectos importantes dos resultados obtidos para cada tipo de ensaios, os quais serão levados em consideração tanto na formulação do modelo de transferência de calor do óleo como na comparação dos resultados.

No capítulo seguinte, será apresentado o modelo térmico simplificado a ser validado com resultados experimentais descritos no presente capítulo. Este modelo servirá de base do modelo térmico global, o qual será utilizado para uma análise mais completa da influência do óleo na transferência de calor no compressor.

Modelo Térmico Simplificado

4.1 – Introdução

Para que o refrigerante desempenhe o seu papel de fluido primário no ciclo de refrigeração, é necessária a realização de um processo de compressão. O compressor transforma a energia elétrica em energia mecânica por meio da geração de forças eletromagnéticas na bobina do motor, que provocam a rotação do rotor e do eixo ao qual está acoplado o sistema de bombeamento de óleo. A rotação do eixo acoplado à biela provoca o deslocamento linear do pistão no interior da câmara de compressão (*movimento alternativo*), que gera o processo de compressão e expansão.

A diferença entre a energia elétrica utilizada pelo motor e a energia mecânica empregada pelo pistão é considerada uma perda energética no sistema. Parte desta perda se manifesta sob a forma de atrito nos mancais, os quais devem ser lubrificados adequadamente. O tipo de lubrificação mais usado nos compressores herméticos alternativos é a lubrificação hidrodinâmica com filme de óleo, o qual tem por função diminuir o atrito e, com isso, a temperatura de contato entre as superfícies deslizantes. Conforme comentado no Capítulo 1, o óleo fica depositado no fundo do compressor e, por meio de um sistema de bombeamento e alimentação, é levado às partes superiores do compressor e distribuído aos mancais e às demais superfícies que necessitam de lubrificação.

Como a lubrificação é realizada entre diversos componentes do compressor, os quais possuem diferentes temperaturas, o óleo circulante no sistema se vê submetido a processos de transferência de calor locais e, com isso, um campo de temperaturas se desenvolve no óleo no interior do compressor. Para poder determinar as variações espaciais de temperatura no óleo, é elaborado neste trabalho um modelo diferencial unidimensional (chamado de modelo térmico simplificado) capaz de prever os efeitos da transferência de calor do óleo em seu caminho pelo do sistema de bombeamento e alimentação desde o cárter até a tampa da carcaça e em seu retorno ao cárter por meio do escoamento sobre as paredes internas da carcaça e sobre os componentes internos do compressor.

O presente capítulo é dividido em três seções. A primeira seção apresenta a formulação do modelo térmico simplificado. Na segunda seção, é realizada uma validação do

modelo com os dados experimentais apresentados no Capítulo 3 e, por último, será realizada uma síntese dos aspectos mais importantes do presente capítulo.

4.2 – Modelagem do Problema

Nesta seção, são comentadas as hipóteses e simplificações adotadas para a elaboração do modelo térmico simplificado, o qual é composto por duas equações de balanço de energia na forma diferencial para representar as variações espaciais das temperaturas do óleo e da carcaça. Além disso, são apresentados o acoplamento térmico entre os domínios em análise (*gás, óleo e carcaça*), a determinação dos coeficientes de transferência de calor nas interfaces, a metodologia de discretização das equações governantes e o algoritmo de solução.

4.2.1 Modelo Matemático

Para a formulação de um modelo térmico simples e capaz de analisar a influência do óleo lubrificante na transferência de calor do compressor, é necessário adotar algumas simplificações que não comprometam os aspectos físicos dos fenômenos de transferência de calor e que permitam gerar um modelo simples.

A primeira dificuldade para a elaboração do modelo está relacionada com a geometria do compressor, a qual apresenta inúmeras superfícies irregulares e fortemente assimétricas. No presente trabalho, a carcaça é considerada como um cilindro de raio igual à média aritmética dos valores dos semi-eixos da elipse que formam as geometrias da tampa e cárter. Por sua vez, são mantidas as posições dos passadores de sucção, descarga e de processo, além da posição do terminal elétrico. Com isso, o posicionamento relativo entre os componentes internos, a espessura do óleo no cárter e altura do compressor são muito pouco alterados.

Analogamente ao trabalho de Cavallini *et al.* (1996), no presente trabalho, o gás, a carcaça e o óleo são modelados como três sistemas (domínios) distintos, os quais são acoplados pela transferência de calor nas respectivas interfaces. As equações de transporte e as condições de contorno são resolvidas a partir do método dos volumes finitos. A solução do modelo permitirá determinar a variação espacial da temperatura no óleo e na carcaça e assim validar o modelo com os dados experimentais apresentados no capítulo anterior.

A consideração de que a geometria da carcaça é um cilindro implica na adoção de dois sistemas de coordenadas espaciais para as equações da energia para o óleo lubrificante e para a carcaça do compressor. Para as faces tampa e cárter, são usadas coordenadas cilíndricas admitindo uma variação de temperaturas somente na direção radial. Para a face lateral, são

usadas coordenadas cartesianas admitindo uma variação de temperaturas somente na direção axial (vertical). Estas considerações foram adotadas com o objetivo gerar um modelo unidimensional com uma solução rápida e simples.

A Figura 4.1 apresenta a geometria simplificada da carcaça, a qual será utilizada no presente trabalho para a determinação da influência do óleo lubrificante na transferência de calor em um compressor hermético alternativo.

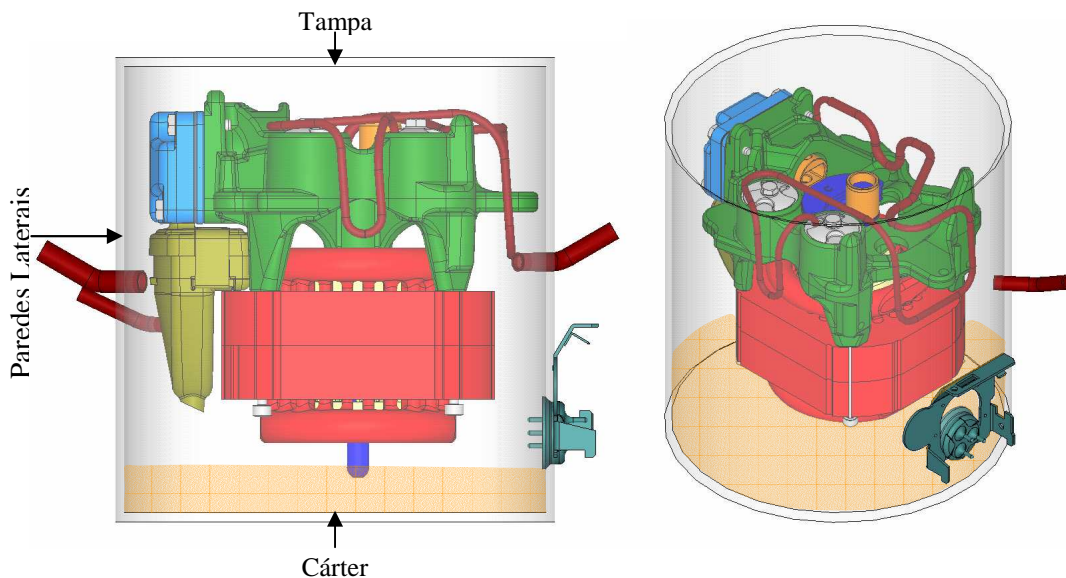


Figura 4.1: Geometria simplificada do compressor.

Uma segunda simplificação refere-se aos efeitos dinâmicos e térmicos sofridos pelo óleo lubrificante no sistema de bombeamento e alimentação. Para um melhor entendimento, o percurso do óleo no eixo foi dividido em três etapas, explicadas a seguir (e mostradas esquematicamente na Figura 4.2):

- (i) Etapa 1; A rotação da bomba de palheta faz com que o lubrificante que se encontra no cárter comece a subir pela parte internas da bomba. Na altura do orifício de entrada no canal do eixo, o óleo sai da parte interna para a parte externa do eixo. Nesta etapa, o componente que mais influencia termicamente o óleo lubrificante é o motor elétrico, o qual aquece as paredes da bomba e o óleo no cárter.
- (ii) Etapa 2; Ao ingressar no canal de alimentação dos mancais, o óleo segue até chegar ao orifício de saída junto ao mancal principal. Uma pequena fração do óleo vaza pelo canal e escoar através da folga formada pelas paredes do eixo e pelos mancais, com o objetivo de diminuir o atrito viscoso entre as peças. Nesta etapa, o óleo se vê

submetido a altos valores de temperatura das partes sólidas do compressor, devido à presença do bloco, dos componentes, do motor elétrico e dos próprios mancais.

- (iii) Etapa 3; A sair do canal externo, o óleo ingressa em outro canal que se encontra no interior do eixo e segue por ele até ser expulso pelo topo na forma de uma voluta que bate na tampa do compressor. Nesta última etapa, a maior influência térmica sobre o óleo se deve ao atrito que existe entre o topo do eixo e o conjunto biela-manivela.

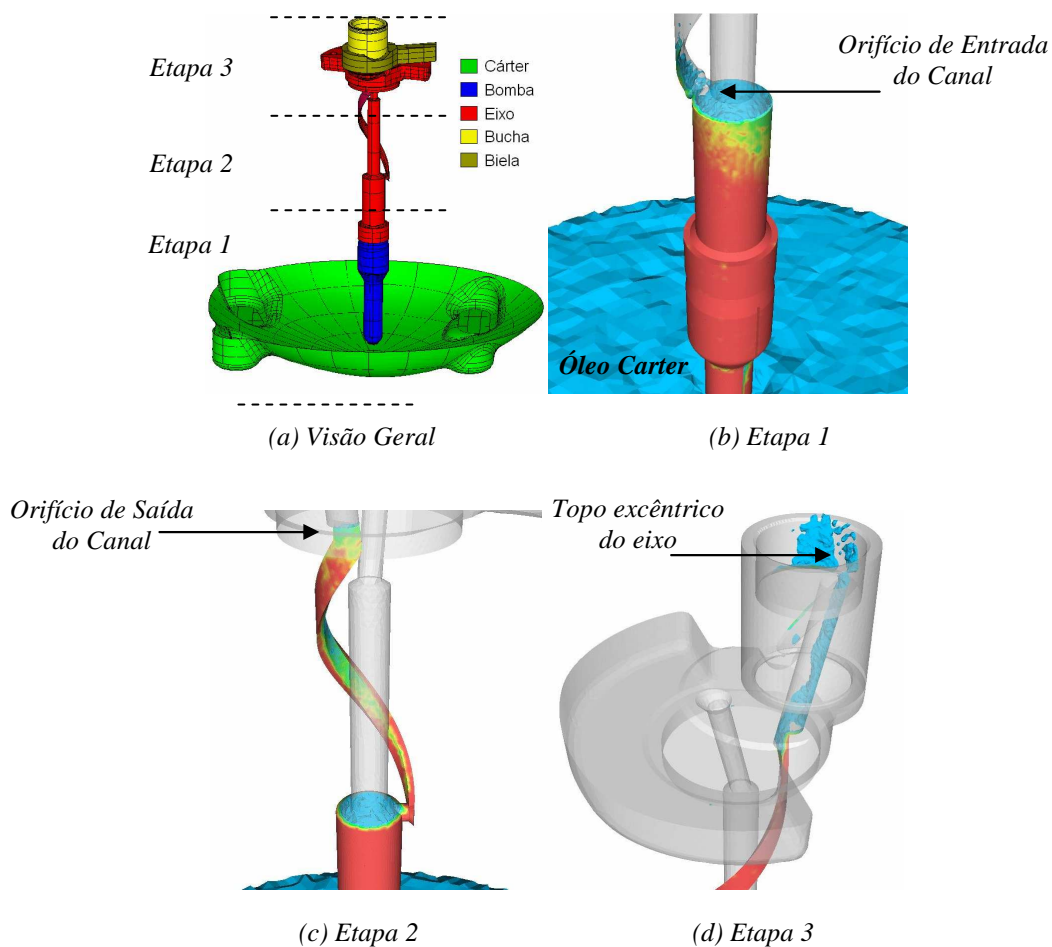


Figura 4.2: Ilustração do caminho percorrido pelo óleo desde o cárter até o topo do eixo. Figura obtida a partir de resultados de simulação computacional (CFD) do bombeamento de óleo – Luckmann *et al.*, 2005.

O percurso do óleo no sistema de bombeamento e alimentação é bastante complexo, de forma que para modelar o escoamento e a transferência de calor para o óleo durante o seu trajeto pelo eixo, algumas simplificações se fazem necessárias. Do ponto de vista hidrodinâmico, o sistema de bombeamento e alimentação (Figura 4.2) é modelado como um canal helicoidal desde a entrada da bomba junto ao cárter até a saída do eixo no acoplamento com a biela. Admite-se que o calor transferido para o óleo ao longo de sua elevação pelas

paredes da bomba e do eixo seja proveniente, em sua maior parte, do motor elétrico, devido à proximidade existente entre os componentes. Em função dessas apreciações, para fins de cálculo, a geometria do sistema de bombeamento e alimentação será considerada como um tubo helicoidal cujas paredes têm temperatura prescrita igual à temperatura do motor elétrico, T_m . Para quantificar a transferência de calor ao óleo escoando pelo sistema de alimentação (tubo helicoidal), utiliza-se a correlação proposta por Janssen e Hoogendoorn (1978):

$$Nu_{ot} = \left(\frac{0,32 + 3d/D}{0,86 - 0,8d/D} \right) Re_e^{0,5} Pr_o^{0,33} (d/D)^{0,14 + 0,8d/D} \quad (4.1)$$

onde Nu_{ot} é o número de Nusselt no tubo helicoidal, d é o diâmetro do canal, D é o diâmetro do eixo, Re_e representa o número de Reynolds na helicóide e por ultimo Pr_o é o número de Prandtl no eixo helicoidal.

Por meio de observações experimentais, sabe-se que uma fração do fluxo de massa total de óleo que passa pelo sistema de alimentação consegue atingir a carcaça e escoar por ela como um filme descendente. Outra fração, entretanto, ao sair do eixo, respinga sobre os componentes, troca calor com eles e retorna ao cárter sem passar pela carcaça, conforme mostra a Figura 4.3.

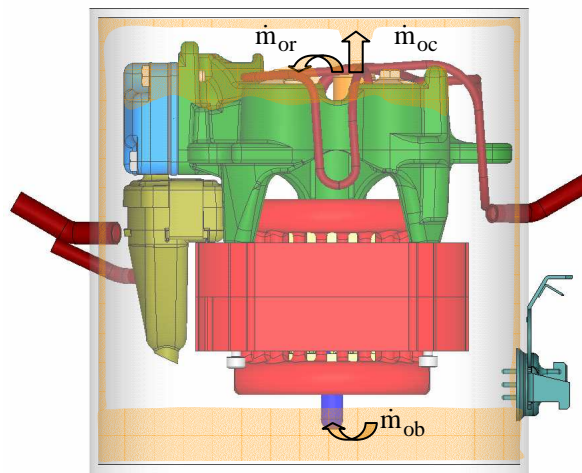


Figura 4.3: Ilustração do caminho percorrido pelas frações do fluxo de massa de óleo que escoam pela carcaça e pelos componentes internos do compressor.

No contexto do presente modelo, um dos objetivos é também determinar as frações do fluxo de massa de óleo que escoam pela carcaça e pelos componentes. Para obter estes valores, define-se a equação (4.2), onde x é a fração de óleo que escoam pela carcaça e será determinada no modelo em função da comparação com resultados experimentais:

$$\dot{m}_{ob} = \dot{m}_{oc} + \dot{m}_{or} = x \dot{m}_{ob} + (1 - x) \dot{m}_{ob} \quad (4.2)$$

onde \dot{m}_{ob} representa o fluxo total de óleo bombeado pelo sistema de alimentação, \dot{m}_{oc} é o fluxo de óleo que escoam pelas paredes da carcaça e \dot{m}_{or} é o fluxo de óleo que retorna ao cárter escoando pelos componentes.

Ao admitir a presença de um filme de óleo escoando sobre as paredes internas da carcaça, inerentemente deve-se considerar a existência de uma tensão cisalhante nas interfaces entre os domínios (*carcaça-óleo e gás-óleo*). A presença deste efeito pode originar variações na espessura do filme (*ondulações*) e, com isso, na transferência de calor através do filme. No presente trabalho, a espessura do filme de óleo escoando pelas paredes internas da carcaça é considerada constante, bem como a espessura da camada de óleo no cárter. Para a determinação da espessura do filme de óleo descendente sobre a parede lateral, a referência é o modelo clássico de Nusselt (Incropera e DeWitt, 1992) para uma película descendente, conforme mostra a Figura 4.4. As hipóteses adotadas no modelo são:

- (i) Escoamento laminar, unidimensional, plenamente desenvolvido, com propriedades constantes e em regime permanente;
- (ii) Tensão cisalhante desprezível na interface óleo-gás;
- (iii) Condição de não-deslizamento válida na parede;
- (iv) Gradiente de pressão ao longo da película determinado pelo campo hidrostático no gás;
- (v) Força de corpo dada pelo campo gravitacional.

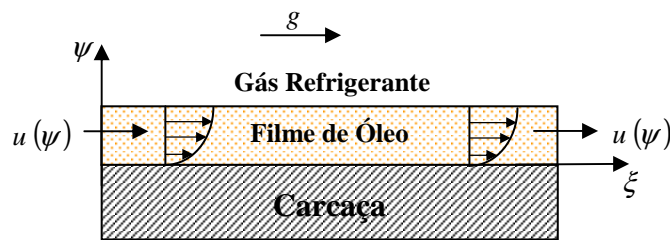


Figura 4.4: Perfil de velocidade do filme de óleo escoando numa placa plana.

Com a adoção das hipóteses acima, a equação da conservação da quantidade de movimento para a película de óleo pode ser escrita na forma:

$$\frac{\partial u^2}{\partial \psi^2} = -\frac{g}{\mu_o} (\rho_o - \rho_g) \tag{4.3}$$

onde ψ é a coordenada transversal ao escoamento. Integrando duas vezes a equação (4.3) e aplicando as condições de contorno

$$u(0) = 0 \quad (4.4)$$

$$\left. \frac{\partial u}{\partial \psi} \right|_{\psi = \delta} = 0 \quad (4.5)$$

obtem-se a expressão para o perfil de velocidades no filme de óleo:

$$u(\psi) = \frac{g(\rho_o - \rho_g)\delta^2}{\mu_o} \left[\frac{\psi}{\delta} - \frac{1}{2} \left(\frac{\psi}{\delta} \right)^2 \right] \quad (4.6)$$

A partir da integração ao longo da película do perfil dado pela equação (4.6), é possível definir o fluxo de massa do filme por unidade da dimensão normal ao plano do escoamento (profundidade):

$$\frac{\dot{m}_{oc}}{\lambda} = \frac{g \rho_o (\rho_o - \rho_g) \delta^3}{3 \mu_o} \quad (4.7)$$

O número de Reynolds do filme de óleo escoando pelas paredes do compressor pode ser definido como (Incropera e DeWitt, 1992):

$$\text{Re}_\delta = \frac{4 \dot{m}_{oc}}{\mu_o \lambda} \quad (4.8)$$

Fazendo uso das equações (4.7) e (4.8), define-se a espessura do filme de óleo da seguinte forma:

$$\delta^3 = \frac{3 \mu_o^2 \text{Re}_\delta}{4 g \rho_o (\rho_o - \rho_g)} \quad (4.9)$$

onde μ_o é a viscosidade dinâmica do óleo, ρ_o densidade do óleo, ρ_g é a densidade do gás refrigerante, λ é o comprimento característico na direção normal ao plano do escoamento.

Os perfis de temperatura no óleo e na parede da carcaça são calculados a partir da aplicação do princípio de conservação da energia nestes dois domínios. Como a parede da carcaça e o filme de óleo têm pequena espessura, admite-se que as temperaturas da carcaça e da película de óleo são médias em suas respectivas seções transversais. Da mesma forma, como o modelo do compressor admite simetria com relação à linha de centro da carcaça cilíndrica, os campos de temperatura na carcaça e no filme de óleo são unidimensionais.

Devido aos diferentes sistemas de coordenadas (cilíndricas e cartesianas) utilizados para descrever as regiões da *tampa*, das *paredes laterais* e do *cárter*, os balanços de energia

em cada domínio são apresentados individualmente. Um balanço de energia diferencial unidimensional também é apresentado para o *tubo helicoidal*.

Nos volumes de controle diferenciais para a carcaça e para o óleo na região da tampa (Figura 4.5), os balanços de energia fornecem:

Óleo:

$$c_{p_o} \dot{m}_{oc} \frac{\partial T_o}{\partial r} = \frac{k_o A_o}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_o}{\partial r} \right) + \tilde{h}_{ie} \lambda (T_{ie} - T_o) - \tilde{h}_{oh} \lambda (T_o - T_h) \quad (4.10)$$

Carcaça:

$$0 = \frac{k_h A_h}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_h}{\partial r} \right) + \tilde{h}_{oh} \lambda (T_o - T_h) - \tilde{h}_{ee} \lambda (T_h - T_{ee}) \quad (4.11)$$

onde $A_o = 2\pi r \delta$ é a área transversal ao escoamento do óleo, $A_h = 2\pi r \Delta$ é a área transversal ao fluxo de calor na carcaça, $\lambda = 2\pi r$ é o comprimento característicos na direção radial ao plano do escoamento, δ é a espessura do filme de óleo, Δ é a espessura das paredes da carcaça, \tilde{h}_{ie} é o coeficiente de transferência de calor entre o gás interno e o filme de óleo, \tilde{h}_{oh} entre o filme de óleo e a carcaça, \tilde{h}_{ee} entre a carcaça do compressor e ambiente externo, T_{ie} a temperatura do gás interno, T_o a temperatura do filme de óleo, T_h a temperatura da carcaça do compressor, T_{ee} a temperatura do ambiente externo.

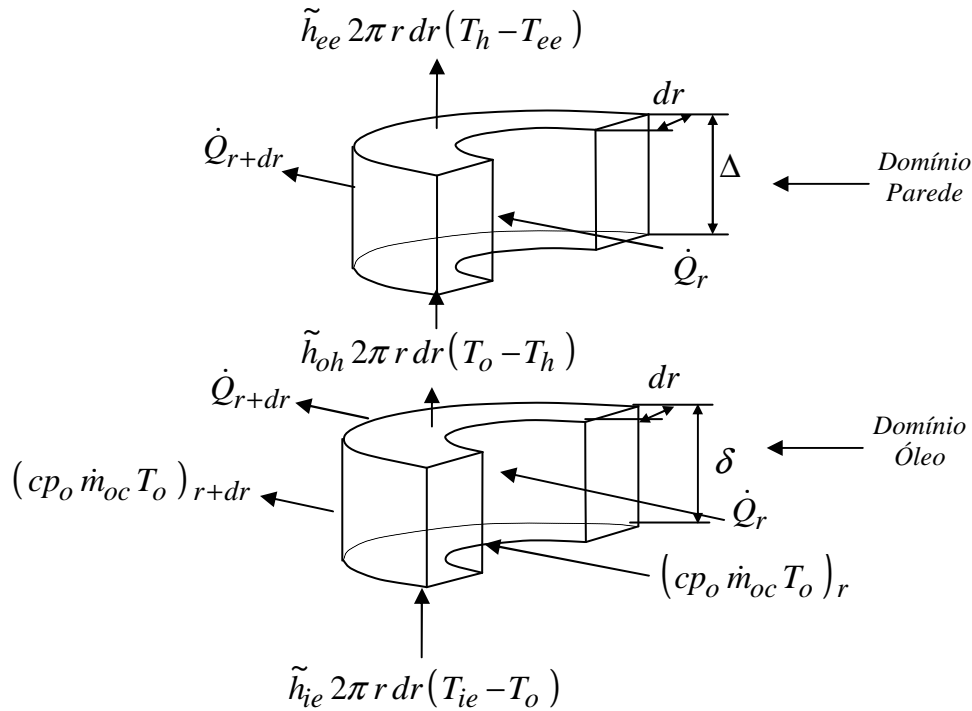


Figura 4.5: Volumes de controle diferenciais para a carcaça e para o óleo na região da tampa.

Similarmente para a região das paredes laterais (Figura 4.6), o balanço de energia pode ser escrito como:

Óleo:

$$c_{p_o} \dot{m}_{oc} \frac{\partial T_o}{\partial z} = k_o A_o \frac{\partial^2 T_o}{\partial z^2} + \tilde{h}_{ie} \lambda (T_{ie} - T_o) - \tilde{h}_{oh} \lambda (T_o - T_h) \quad (4.12)$$

Carcaça:

$$0 = k_h A_h \frac{\partial^2 T_h}{\partial z^2} + \tilde{h}_{oh} \lambda (T_o - T_h) - \tilde{h}_{ee} \lambda (T_h - T_{ee}) \quad (4.13)$$

onde $A_o = 2\pi R \delta$ é a área transversal ao escoamento do óleo, $A_h = 2\pi R \Delta$ é a área transversal ao fluxo na carcaça, $\lambda = 2\pi R$ é o comprimento característicos na direção normal ao plano do escoamento e R é o radio do cilindro.

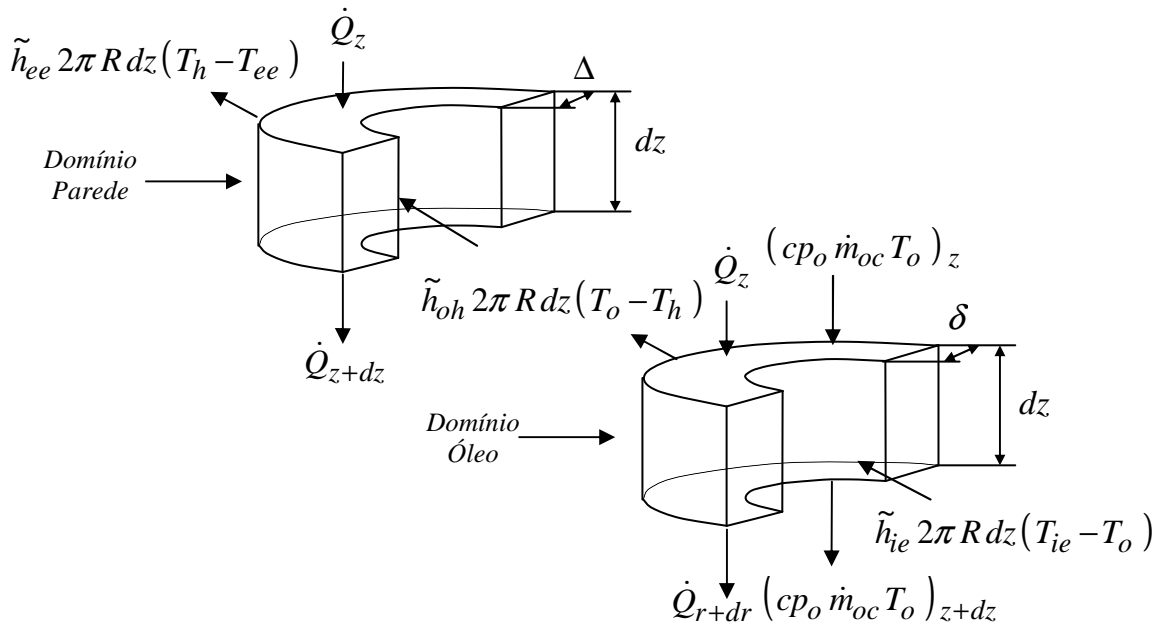


Figura 4.6: Volumes de controle diferenciais para a carcaça e para o óleo nas paredes laterais.

Para a região do cárter, os balanços de massa e energia no óleo e energia na carcaça são amostrados abaixo (a Figura 4.7 ilustra os volumes de controle diferenciais em questão):

Óleo:

$$c_{p_o} \dot{m}_{oc} \frac{\partial T_o}{\partial r} = \frac{k_o A_o}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_o}{\partial r} \right) + \tilde{h}_{ie} \lambda (T_{ie} - T_o) - \tilde{h}_{oh} \lambda (T_o - T_h) + c_{p_o} (T_{or} - T_o) \frac{\partial \dot{m}_{oc}}{\partial r} \quad (4.14)$$

onde o último termo da direita da equação (4.14), representa a energia absorvida pelo óleo que escoo pelo kit e que é dissipada no volume de óleo do cárter.

Carcaça:

$$0 = \frac{k_h A_h}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_h}{\partial r} \right) + \tilde{h}_{oh} \lambda (T_o - T_h) - \tilde{h}_{ee} \lambda (T_h - T_{ee}) \quad (4.15)$$

onde $A_o = 2\pi r \chi$ representa a área transversal ao escoamento do óleo e χ é a espessura do volume de óleo no cárter do compressor.

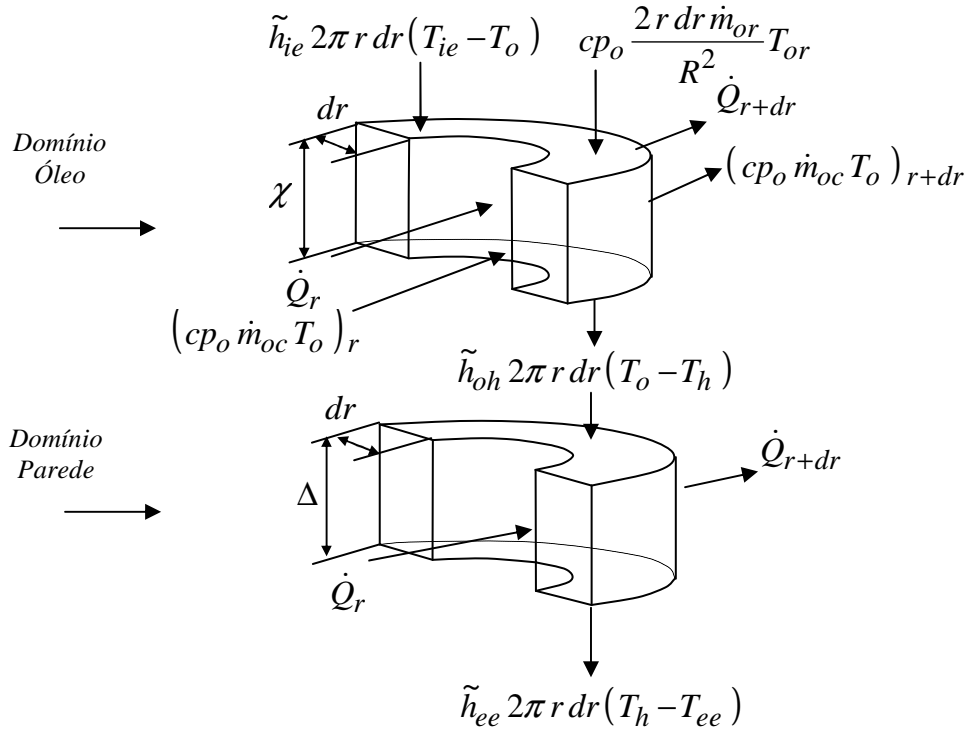


Figura 4.7: Volumes de controle diferenciais para a carcaça e para o óleo na região do cárter.

Finalmente, a equação de conservação da energia para o óleo escoando pelo *tubo helicoidal* (sistema de bombeamento e alimentação) é definida como:

$$cp_o \dot{m}_{ob} \frac{\partial T_o}{\partial z} = k_o A_o \frac{\partial^2 T_o}{\partial z^2} + \tilde{h}_{ot} \lambda (T_m - T_o) \quad (4.16)$$

onde $A_o = \frac{\pi d^2}{4}$ representa a área transversal ao escoamento do óleo no tubo helicoidal,

$\lambda = \pi d$ é o comprimento característicos na direção normal ao plano do escoamento, \tilde{h}_{ot} é o coeficiente de transferência de calor entre as paredes do tubo helicoidal e o filme de óleo (Janssen e Hoogendoorn, 1978).

As equações apresentadas acima para a conservação da energia em cada domínio necessitam dos coeficientes de transferência de calor nas interfaces entre os domínios. A metodologia adotada para se definir e calcular tais coeficientes é apresentada a seguir.

4.2.2 *Coeficientes de Transferência de Calor*

Ao considerar uma variação unidimensional (médias nas espessuras) para as temperaturas da carcaça e do óleo, deve-se adotar um procedimento para incluir relações de fechamento para as interações térmicas entre os domínios. Cavallini *et al.* (1996) e Meyer e Doyle (1990) propõem um acoplamento por meio de coeficientes de transferência de calor por convecção nas fronteiras, conforme mostrado na seção anterior.

A fim de que o procedimento adotado para a determinação dos coeficientes de transferência de calor seja simples, eficiente e não viole a conservação da energia global no compressor, algumas simplificações e considerações devem ser feitas, conforme descrito a seguir:

a) Padrão de circulação do óleo na carcaça

Com relação à circulação do óleo nas paredes da carcaça e a modelagem da transferência de calor entre o óleo, o gás, a carcaça e os componentes, algumas hipóteses foram adotadas:

- (i) *Fluxo de calor entre o óleo e os componentes*; Assume-se que a fração do escoamento do óleo que escoar sobre os componentes, \dot{m}_{or} , absorve ou transfere calor aos componentes. Entretanto, este calor é pequeno o suficiente a ponto de não contribuir para uma variação das temperaturas dos componentes.
- (ii) *Temperatura de retorno do óleo ao cárter*; Considera-se que a maior parte do calor recebido pelo óleo ao escoar sobre os componentes é devida ao motor elétrico, já que este é o componente que ocupa o maior espaço no kit do compressor. Por isso, no modelo, admite-se que a temperatura com que a fração do óleo que escoar sobre os componentes retorna ao cárter é igual à temperatura do motor elétrico.

b) Interações energéticas globais

Neste aspecto, as taxas de transferência de calor globais envolvendo as interfaces entre a carcaça, o gás no ambiente interno, os componentes, o óleo e o ambiente externo são definidas com base em relações de transferência de calor (Lei de Resfriamento de Newton). A modelagem é realizada com base nas seguintes considerações:

- (i) Interface *Gás refrigerante - Óleo lubrificante*; Uma vez que a película de óleo é suposta contínua ao redor de toda a parede interna da carcaça, considera-se que toda a energia térmica recebida pelo gás no ambiente interno a partir dos componentes é transferida ao óleo lubrificante.

$$\dot{Q}_{ie} = \tilde{h}_{ie} A_{ie} (T_{ie} - T_o) \quad (4.17)$$

onde \dot{Q}_{ie} representa o calor total transferido do gás refrigerante ao filme de óleo que escoar junto as paredes da carcaça, A_{ie} é a área total de transferência de calor entre o filme de óleo e o gás interno do compressor.

- (ii) Interface *Óleo lubrificante - Carcaça*; Assume-se que o calor total transferido às paredes da carcaça, é igual ao calor transferido ao óleo pelo gás interno do compressor mais o calor absorvido pelo óleo a escoar pelo sistema de bombeamento e alimentação.

$$\dot{Q}_{oh} = \tilde{h}_{oh} A_{oh} (T_o - T_h) \quad (4.18)$$

onde \dot{Q}_{oh} representa o calor total transferido desde o filme de óleo sobre as paredes da carcaça, A_{oh} é a área total de transferência de calor entre o filme de óleo e a carcaça do compressor.

- (iii) Interface *Carcaça - Ambiente externo*; Admite-se que a carcaça absorve todo o calor liberado pelo óleo e que esta, por sua vez, transfere toda esta energia térmica para o ambiente externo.

$$\dot{Q}_{ee} = \tilde{h}_{ee} A_{ee} (T_h - T_{ee}) \quad (4.19)$$

onde \dot{Q}_{ee} representa o calor total transferido desde as paredes da carcaça para o ambiente externo, A_{ee} é a área total de transferência de calor entre a carcaça do compressor e o ambiente externo.

- (iv) Interface *Óleo lubrificante - Tubo helicoidal*: Assume-se que uma parte da energia térmica liberada pelos componentes internos do compressor é dissipada nas paredes do tubo helicoidal e que estas, por sua vez, atingem uma temperatura média igual à temperatura do

motor, T_m . Da energia absorvida pelas paredes, sua totalidade é dissipada no óleo que escoar pelo sistema de alimentação (afinal, as paredes do tubo helicoidal atuam como uma resistência em série).

$$\dot{Q}_{ot} = \tilde{h}_{ot} A_{ot} (T_m - T_o) \quad (4.20)$$

onde \dot{Q}_{ot} representa o calor total transferido desde as paredes do tubo helicoidal sobre o óleo que escoar por dentro dele, A_{ot} é a área total de transferência de calor a helicóide e óleo lubrificante.

c) Balanços de energia nos componentes do compressor

Para uma definição adequada dos coeficientes de transferência de calor que permitirão estimar os campos de temperatura na carcaça e no óleo, é necessário realizar balanços de energia, através da primeira lei da termodinâmica, nos diversos componentes do compressor.

A seguir se apresentam as hipóteses e simplificações adotadas para o acoplamento entre os balanços térmicos e os modelos para determinar os fluxos de calor e coeficientes de transferência de calor nas distintas regiões do compressor.

Balanço de energia nos componentes internos do compressor:

- (i) Considera-se que toda a energia que adentra o compressor com o fluxo de massa pelo passador de sucção ingressa no *muffler*. Da mesma forma, toda a energia que sai pelo tubo *bundy* com o fluxo de massa ingressa no passador de descarga. Em outras palavras, desconsideram-se os vazamentos de gás internos.
- (ii) Desconsidera-se o vazamento de gás na câmara de compressão, ou seja, o óleo é capaz de vedar totalmente a folga entre pistão e o cilindro.
- (iii) O consumo do motor elétrico é igual à energia entregue pelo terminal, sendo também desprezado o consumo de partida no motor.
- (iv) A energia recebida pelo sistema de bombeamento do compressor desde o óleo admitido do cárter é estimada por:

$$\dot{m}_{ob} c p_o T_{oe} \quad (4.21)$$

onde \dot{m}_{ob} representa o fluxo total de óleo bombeado pelo sistema de alimentação e T_{oe} é a temperatura do óleo lubrificante ao entrar no sistema de bombeamento.

- (v) O calor retirado dos componentes pelo óleo e que segue diretamente para a carcaça devido ao impacto da voluta com a parede é determinado por:

$$(\dot{m}_{ob} - \dot{m}_{or}) c_{p_o} T_{ose} \quad (4.22)$$

onde $(\dot{m}_{ob} - \dot{m}_{or})$ representa o fluxo de óleo que retorna ao cárter através da formação de um filme de óleo nas paredes da carcaça e T_{ose} é a temperatura do óleo lubrificante na saída do sistema de bombeamento.

- (vi) A energia do óleo que retorna ao cárter depois de ter escoado sobre os componentes internos do compressor, é avaliada utilizando a seguinte expressão:

$$\dot{m}_{or} c_{p_o} T_{or} \quad (4.23)$$

onde \dot{m}_{or} é o fluxo de óleo que retorna ao cárter escoando pelos componentes e T_{or} é a temperatura de retorno do óleo suposta igual à temperatura do motor elétrico, T_m .

A partir de um balanço de energia nos componentes internos levando em conta as simplificações e hipóteses acima (Figura 4.8), o fluxo de calor liberado pelos componentes pode ser calculado por:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cg} = & \dot{W}_{ele} + \dot{m} (h_{psuc} - h_{ld}) + \dot{m}_{ob} c_{p_o} (T_{oe} - T_{ose}) \\ & + \dot{m}_{or} c_{p_o} (T_{ose} - T_{or}) \end{aligned} \quad (4.24)$$

onde \dot{Q}_{cg} representa o calor total transferido desde o kit para o gás interno do compressor, \dot{W}_{ele} é o consumo elétrico do compressor, $\dot{m} h_{psuc}$ é a energia que ingressa no compressor com o fluxo de massa pelo passador de sucção, $\dot{m} h_{ld}$ é a energia que sai do compressor como fluxo de massa pelo passador de descarga.

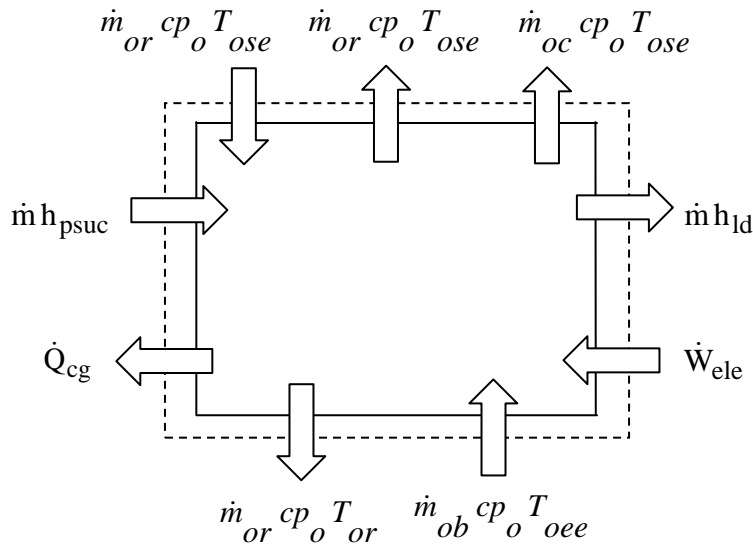


Figura 4.8: Balanço de energia nos componentes internos do compressor.

Balanço de energia no gás refrigerante:

- (i) Assume-se que todo o calor liberado pelos componentes internos do compressor é absorvido pelo gás refrigerante, isto é,

$$\dot{Q}_{ie} = \dot{Q}_{cg} \quad (4.25)$$

onde \dot{Q}_{ie} representa o calor total absorvido pelo gás refrigerante interno desde o kit do compressor.

Balanço de energia no óleo lubrificante que escoar junto à carcaça e no volume do cárter:

- (i) Da energia que o óleo recebe ao escoar pelo sistema de bombeamento e alimentação, parte é transportada diretamente à carcaça pelo efeito da voluta ($\dot{m}_{oc} cp_o T_{ose}$), e o restante irá escoar sobre os componentes internos do compressor ($\dot{m}_{or} cp_o T_{ose}$).
- (ii) Desde a saída do eixo até o impacto com a carcaça, admite-se que o óleo não troca calor com o gás interno.
- (iii) Ao escoar sobre os componentes, admite-se que a fração do fluxo de óleo troca calor somente com os componentes, sem interagir com o gás interno.

- (iv) Considera-se que todo o calor recebido pelo gás interno a partir dos componentes é entregue ao óleo da carcaça.

Com as hipóteses e simplificações enunciadas acima para o domínio óleo, determina-se o calor transferido pelo óleo às paredes do compressor por meio da seguinte equação:

$$\dot{Q}_{oh} = \dot{Q}_{ie} + \dot{m}_{ob} c_{p_o} (T_{ose} - T_{oee}) + \dot{m}_{or} c_{p_o} (T_{or} - T_{ose}) \quad (4.26)$$

Para simplificar o entendimento da equação (4.26) é apresentada a Figura 4.9, na qual são representados os diversos fluxos de energia que influenciam o perfil térmico do óleo lubrificante.

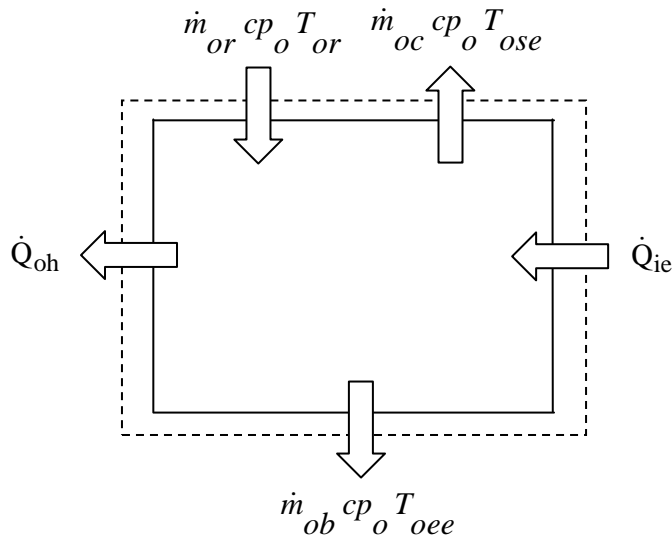


Figura 4.9: Balanço de energia no óleo lubrificante que escoou junto à carcaça e no volume do cárter.

Balanço de energia na *carcaça do compressor*:

- (i) Tratando o compressor como um volume de controle macroscópico e aplicando o princípio de conservação da energia na forma integral, tem-se que a taxa de transferência de calor rejeitada para o ambiente externo é dada por:

$$\dot{Q}_{ee} = \dot{W}_{ele} + \dot{m} (h_{psuc} - h_{ld}) \quad (4.27)$$

A Figura 4.10 apresenta em forma esquemática os principais fluxos de energia que serão considerados na elaboração do modelo térmico simplificado, modelo que será utilizado para analisar a influência do óleo lubrificante na transferência de calor em um compressor hermético alternativo. Nela considera-se o consumo do motor elétrico, \dot{W}_{ele} ; A energia que

ingressa no compressor com o fluxo de massa proveniente do evaporador, $\dot{m} h_{psuc}$; A energia que sai do compressor com o fluxo de massa em direção ao condensador, $\dot{m} h_{ld}$; A taxa de transferência de calor rejeitado ao ambiente externo pelas paredes da carcaça, \dot{Q}_{ee} , além dos fluxos de energia relacionados com o escoamento de óleo no interior do compressor (1, 2, 3 e 4).

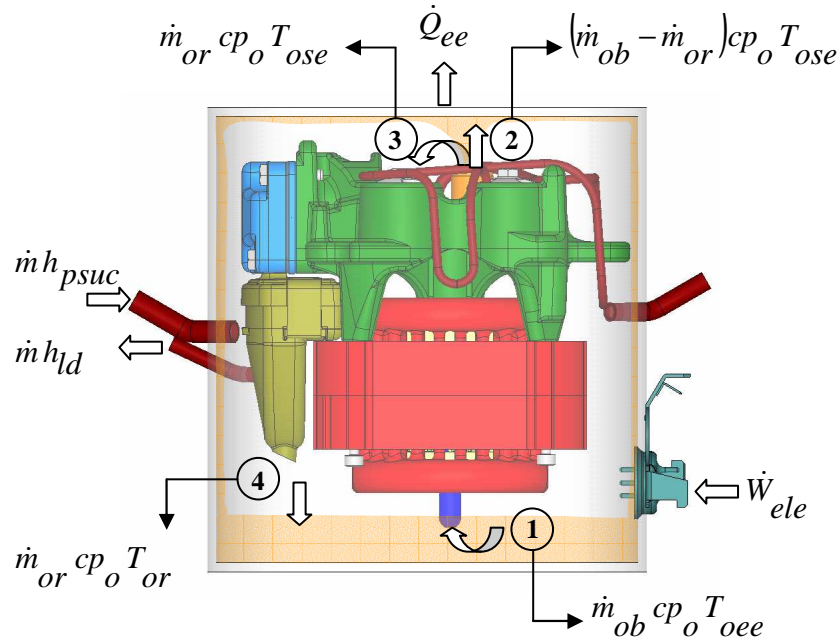


Figura 4.10: Balanço de energia num compressor hermético alternativo.

Uma vez determinadas as taxas de transferência de calor nas interfaces entre os domínios (gás, óleo, carcaça e ambiente externo) a partir dos balanços de energia globais (eqs. 4.24 a 4.27), os coeficientes de transferência de calor empregados nos balanços de energia diferenciais podem ser determinados com base nas equações 4.17 a 4.19:

Interface gás refrigerante – óleo lubrificante:

$$\tilde{h}_{ie} = \frac{\dot{Q}_{ie}}{\sum_{j=1}^{n_{volume}} A_{ie_j} (T_{ie} - T_{o_j})} \quad (4.28)$$

onde A_{ie_j} representa a área de transferência de calor do volume de controle j na interface entre gás interno do compressor e o filme de óleo e T_{o_j} é a temperatura do filme de óleo no volume de controle j .

Interface *óleo lubrificante – carcaça*:

$$\tilde{h}_{oh} = \frac{\dot{Q}_{oh}}{\sum_{j=1}^{n_{volume}} A_{oh_j} (T_{o_j} - T_{h_j})} \quad (4.29)$$

onde A_{oh_j} representa a área de transferência de calor do volume de controle j na interface entre o filme de óleo e a carcaça do compressor e T_{h_j} é a temperatura da carcaça no volume de controle j .

Interface *carcaça – ambiente externo*:

$$\tilde{h}_{ee} = \frac{\dot{Q}_{ee}}{\sum_{j=1}^{n_{volume}} A_{ee_j} (T_{h_j} - T_{ee})} \quad (4.30)$$

onde A_{ee_j} representa a área de transferência de calor do volume de controle j na interface entre a carcaça e o ambiente externo e T_{ee} temperatura do ambiente externo.

Finalmente, para a determinação do coeficiente de transferência de calor para o escoamento do óleo no canal de alimentação, o qual permitirá o cálculo da taxa de transferência de calor para o óleo durante sua elevação ao longo do eixo, utiliza-se a correlação de Janssen e Hoogendoorn (1978), apresentada na equação (4.1):

$$\tilde{h}_{ot} = \frac{Nu_{ot} k_o}{d} \quad (4.31)$$

Em resumo, o modelo apresentado nesta seção é composto pelas equações (4.10) a (4.16), que devem ser resolvidas simultaneamente com as equações (4.28) a (4.31) a fim de fornecer as seguintes variáveis: T_{o_j} , T_{h_j} , T_{oee} , T_{ose} , \tilde{h}_{ie} , \tilde{h}_{oh} , \tilde{h}_{ee} , \tilde{h}_{ot} , \dot{Q}_{ie} , \dot{Q}_{oh} , \dot{Q}_{ee} .

Neste estágio da modelagem, têm-se como parâmetros de entrada (variáveis independentes)

A_{ie_j} , A_{oh_j} , A_{ee_j} , \dot{W}_{ele} , $\dot{m}h_{psuc}$, $\dot{m}h_{ld}$, \dot{m}_{ob} , \dot{m}_{oc} , \dot{m}_{or} , T_{ie} , T_{ee} , T_m .

No Capítulo 6, o modelo simplificado será acoplado a um modelo para o balanço térmico global do compressor. Nessa etapa, alguns dos parâmetros de entrada do modelo simplificado serão calculados de forma integrada, o que irá conferir um caráter mais abrangente à modelagem do papel do óleo na transferência de calor no compressor.

4.2.3 Metodologia de Solução

A existência de termos não lineares e de fortes acoplamentos entre as equações impossibilita a obtenção de uma solução analítica para o modelo térmico simplificado. Em função disso, as equações diferenciais são integradas numericamente a partir do método dos volumes finitos (Patankar, 1980). As equações diferenciais apresentadas anteriormente (eqs 4.10 a 4.16) podem ser escritas em forma conservativa como:

$$\frac{\partial(\dot{m}\phi)}{\partial\xi} = \frac{\partial}{\partial\xi}\left(\Gamma\phi\frac{\partial\phi}{\partial\xi}\right) + S\phi \tag{4.32}$$

onde ϕ representa a variável transportada, e os termos Γ^ϕ e S^ϕ assumem valores diferentes de acordo com ϕ .

Integrando-se cada termo no espaço, de acordo com o volume de controle mostrado na Figura 4.11 (discretização de um domínio unidimensional em volumes finitos), obtêm-se as seguintes expressões aproximadas:

Termo advectivo:

$$\int_{\xi_w}^{\xi_e} \frac{\partial(\dot{m}\phi)}{\partial\xi} \approx (\dot{m}_e\phi_e - \dot{m}_w\phi_w) \tag{4.33}$$

Termo difusivo:

$$\int_{\xi_w}^{\xi_e} \frac{\partial}{\partial\xi}\left(\Gamma\phi\frac{\partial\phi}{\partial\xi}\right) \approx \Gamma\phi\frac{\partial\phi}{\partial\xi}\Big|_e - \Gamma\phi\frac{\partial\phi}{\partial\xi}\Big|_w \tag{4.34}$$

Termo fonte:

$$\int_{\xi_w}^{\xi_e} S\phi \approx S\phi(\xi_e - \xi_w) \tag{4.35}$$

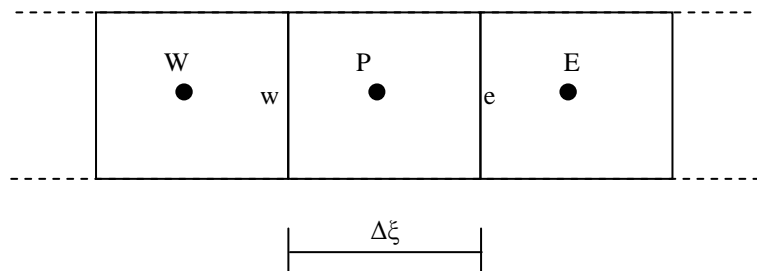


Figura 4.11: Volume de controle usado na integração das equações do problema.

Nas equações acima, a avaliação das variáveis foi realizada nas faces “e” e “w” do volume de controle. Assim, fez-se uso de esquemas de interpolação de forma que estas variáveis sejam escritas em função daquelas já existentes nos centros dos volumes. Pela sua facilidade de convergência e estabilidade com relação às oscilações numéricas, usou-se o esquema UDS (Patankar, 1980) para esta avaliação. Utilizando um arranjo desencontrado para a equação da conservação da energia, os fluxos de massa nas faces não precisam ser interpolados.

Em face do exposto, pela utilização do esquema UDS, os termos advectivos se tornam:

$$\dot{m} > 0 \quad ; \quad \phi_w = \phi_W \quad ; \quad \phi_e = \phi_P \tag{4.36}$$

$$\dot{m} < 0 \quad ; \quad \phi_w = \phi_P \quad ; \quad \phi_e = \phi_E \tag{4.37}$$

Reescrevendo as equações (4.33) a (4.35) segundo o arranjo da Figura 4.11, obtém-se:

$$\int_{\xi_w}^{\xi_e} \frac{\partial(\dot{m}\phi)}{\partial\xi} \approx (\dot{m}_P \phi_P - \dot{m}_W \phi_W) \tag{4.38}$$

$$\int_{\xi_w}^{\xi_e} \frac{\partial}{\partial\xi} \left(\Gamma \phi \frac{\partial\phi}{\partial\xi} \right) \approx \Gamma \phi \frac{\phi_E - \phi_P}{\xi_E - \xi_P} - \Gamma \phi \frac{\phi_P - \phi_W}{\xi_P - \xi_W} \tag{4.39}$$

$$\int_{\xi_w}^{\xi_e} S\phi \approx S\phi (\xi_P - \xi_W) \tag{4.40}$$

A Figura 4.12 apresenta em forma esquemática o esquema de arranjo desencontrado proposto pelo esquema de interpolação UDS.

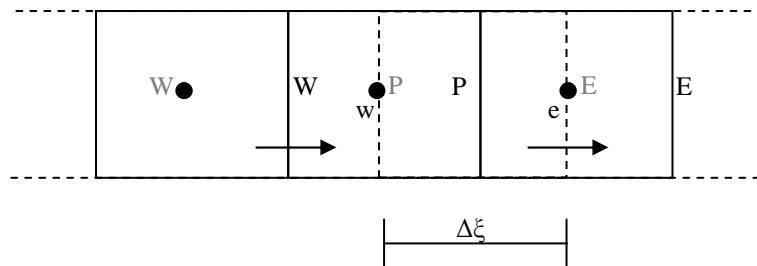


Figura 4.12: Volume de controle usado na integração das equações do problema com esquema UDS.

Utilizando a metodologia de volumes finitos mais o esquema de discretização apresentado anteriormente, a equação (4.32) pode ser escrita em forma geral como:

$$\left(\dot{m}_P \phi_P - \dot{m}_W \phi_W \right) = \Gamma \phi \frac{\phi_E - \phi_P}{\xi_e - \xi_w} - \Gamma \phi \frac{\phi_P - \phi_W}{\xi_p - \xi_w} + S \phi \left(\xi_p - \xi_e \right) \quad (4.41)$$

Ou em sua forma simplificada

$$A_p \phi_P = A_e \phi_E + A_w \phi_W + B_p \quad (4.42)$$

Para a solução do problema, é necessário arbitrar um campo inicial de temperaturas nos domínios unidimensionais do óleo e da carcaça. Para tal efeito, serão utilizados os dados experimentais determinados para as distintas condições de operação descritas no Capítulo 3. Além disso, o modelo considera que as temperaturas do gás no ambiente interno, dos componentes internos e da parede do eixo (sistema de bombeamento e alimentação) são uniformes para cada condição avaliada.

Um aspecto bastante importante na modelagem térmica do compressor é o estabelecimento das condições de contorno para os domínios do óleo e da carcaça.

Condições de contorno para o *óleo escoando pela carcaça* ($0 \leq \xi \leq L$):

- (i) Ao sair do eixo, o óleo é espalhado (voluta) sobre tampa do compressor devido à força centrífuga provocada pela rotação do sistema de alimentação. Para efeitos de cálculo, admite-se que o óleo não perde calor para o gás interno no trajeto desde a saída do eixo até o ponto em que toca a parede interna da carcaça. Assim, a temperatura com que o óleo sai do eixo, T_{ose} , é a mesma com que o óleo chega à tampa do compressor. Matematicamente, a condição de contorno admitida para o centro da tampa ($\xi = 0$) é de temperatura prescrita para o óleo.
- (ii) O óleo que volta ao cárter após ter escoado como um filme sobre a parede possui uma temperatura maior do que a do óleo no cárter. Todavia, a contribuição deste fluxo de energia para a variação da temperatura do óleo no cárter é pouco perceptível devido o volume de óleo na camada. Em função disso, é possível assumir que a variação da temperatura do óleo no cárter é mínima e que o seu valor

é aproximadamente uniforme em razão da própria rotação da bomba. Para efeitos de estabelecimento de uma condição de contorno, considera-se que a temperatura média do óleo no cárter é igual à temperatura de entrada do óleo na bomba, T_{oe} (em $\xi = L$).

Condições de contorno para o óleo escoando pelo tubo helicoidal ($L < \xi \leq L+H$):

- (i) Tanto a condição de entrada como a condição de saída do tubo helicoidal são definidas pelas condições de contorno adotadas para o óleo que escoam pelas paredes da carcaça, uma vez que ambos os valores são parâmetros de acoplamento entre os dois domínios. Assim, para o tubo helicoidal, empregam-se condições de temperatura prescrita nos contornos em ($\xi = L$) e em ($\xi = L+H$).

Condições de contorno para a carcaça do compressor ($0 \leq \xi \leq L$):

- (i) Levando em consideração que a geometria simplificada do compressor é simétrica, adotam-se condições de contorno de fluxo de calor zero tanto no centro da tampa ($\xi = 0$) como no centro do cárter ($\xi = L$).

A Figura 4.13 ilustra em forma esquemática as condições de contorno que serão utilizadas para a modelagem térmica do compressor hermético alternativo.

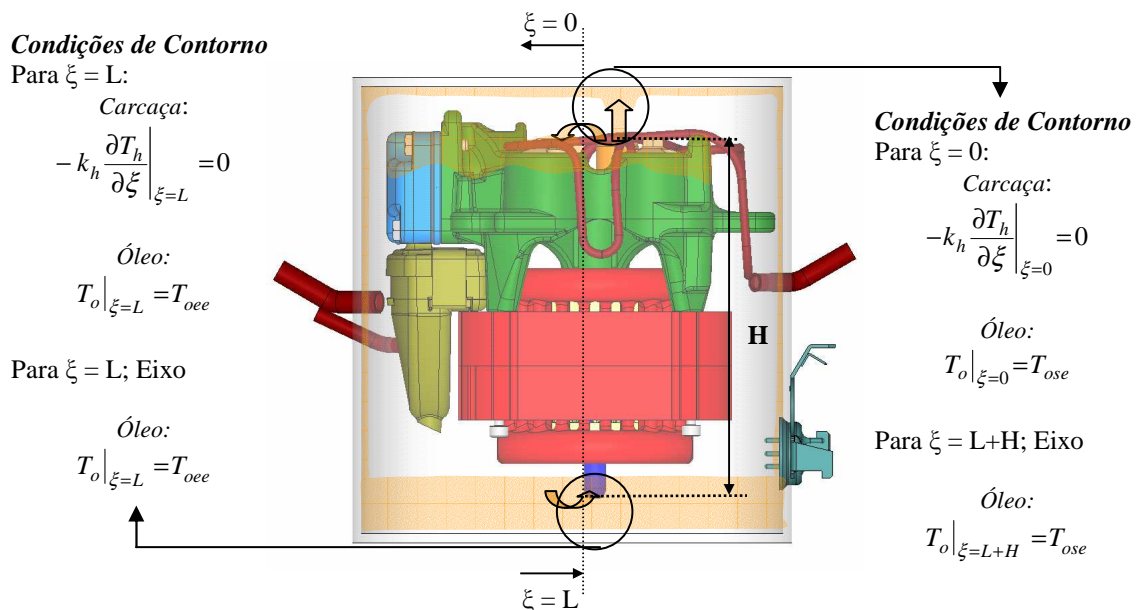


Figura 4.13: Condições de contornos adotadas para a modelagem do problema térmico no compressor.

A discretização das equações utilizando o método de volumes finitos gera um sistema de equações lineares, cujos coeficientes podem ser escritos sob a forma de uma matriz tridiagonal. A metodologia de solução para este tipo de matrizes é o algoritmo de Thomas (TDMA), que pode ser considerado como uma variação do método da Eliminação de Gauss.

Uma das características importantes do TDMA é que este resolve linha por linha a matriz com os termos A_j do sistema de equações. Outra grande vantagem deste algoritmo é que só trabalha com os termos não nulos, o que facilita o cálculo e reduz o tempo computacional.

A utilização de métodos numéricos iterativos exige o uso de critérios de convergências que permitem quantificar os erros a cada iteração. No presente trabalho, foram implementados dois tipos de critérios no algoritmo de solução:

- (i) O primeiro critério determina a diferença entre duas iterações consecutivas das temperaturas de entrada e de saída do eixo. Esta diferença é computada numa variável que é comparada com uma tolerância predefinida.
- (ii) O segundo critério determina a diferença entre o fluxo de calor de referência, dado de entrada, e os novos valores calculados. Esta diferença é computada em outra variável e é comparada com uma tolerância predefinida.
- (iii) Atingida a convergência dos critérios adotados no modelo, são determinados os coeficientes de transferência de calor em cada interface, as variações espaciais das temperaturas do óleo e carcaça, as temperaturas médias de ambos os domínios (óleo e carcaça), as temperaturas do óleo na entrada e saída do sistema de bombeamento.

Para um melhor entendimento do funcionamento do modelo térmico simplificado, é apresentado na Figura 4.14 o fluxograma do algoritmo de solução empregado no presente trabalho. Além disso, incluem-se os critérios de convergência adotados para os ciclos iterativos.

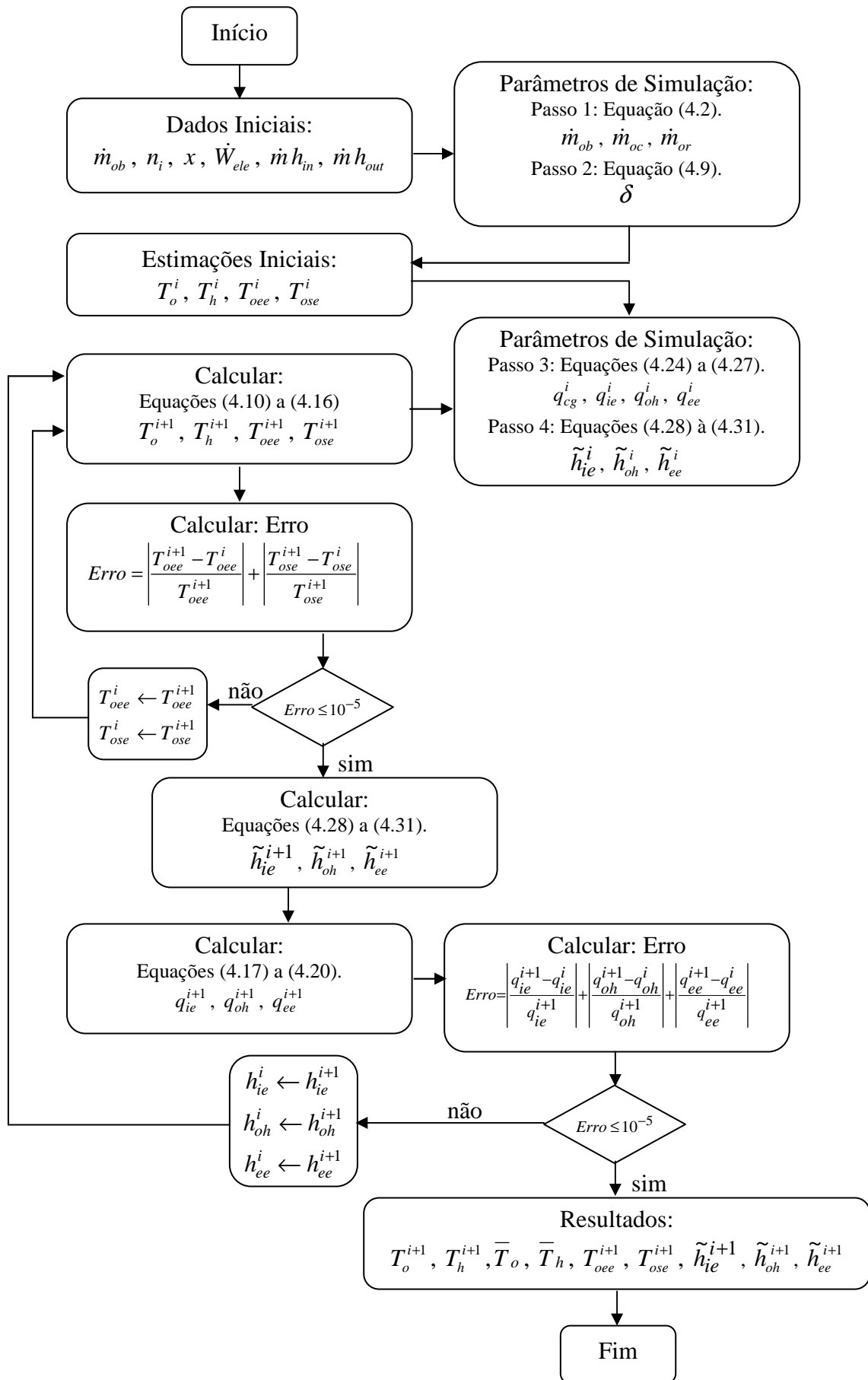


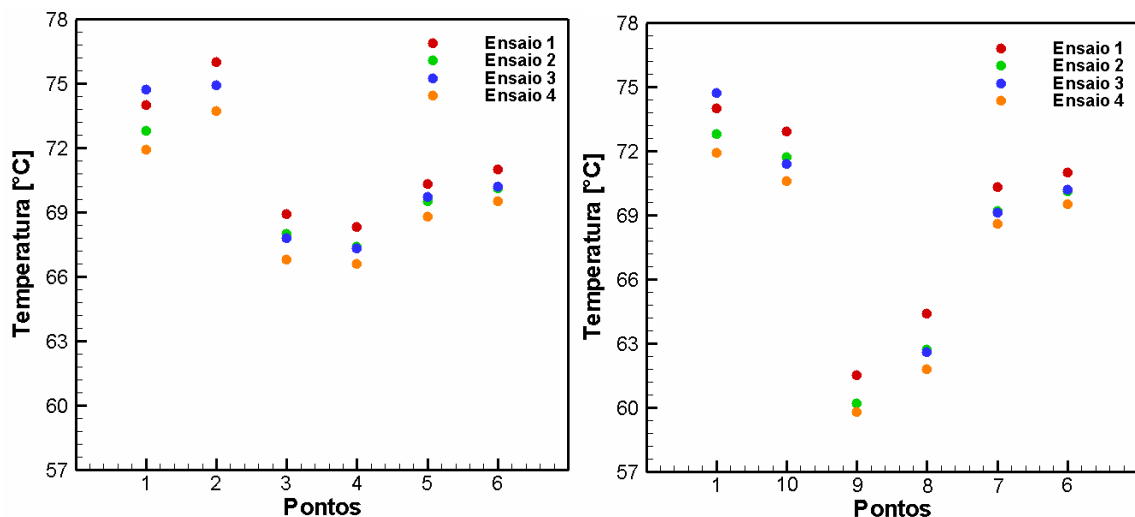
Figura 4.14: Algoritmo representativo da metodologia de solução do Modelo Térmico Simplificado.

4.3 – Validação do Modelo

Nesta seção são apresentados os resultados numéricos dos campos de temperatura obtidos com as simulações do compressor hermético alternativo empregando o modelo térmico simplificado.

4.3.1 Considerações Iniciais

Uma das primeiras considerações na comparação dos resultados experimentais com os do modelo térmico refere-se à assimetria na distribuição de temperaturas na carcaça do compressor. Para visualizar este efeito, são apresentados na Figura 4.15 os resultados experimentais de temperatura nos lados direito e esquerdo da carcaça do compressor para a condição de $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ ($T_{\text{evap}}/T_{\text{cond}}$). Resultados dos quatro ensaios realizados são mostrados a fim de evidenciar a repetibilidade das medições.



(a) Perfil esquerdo

(b) Perfil direito

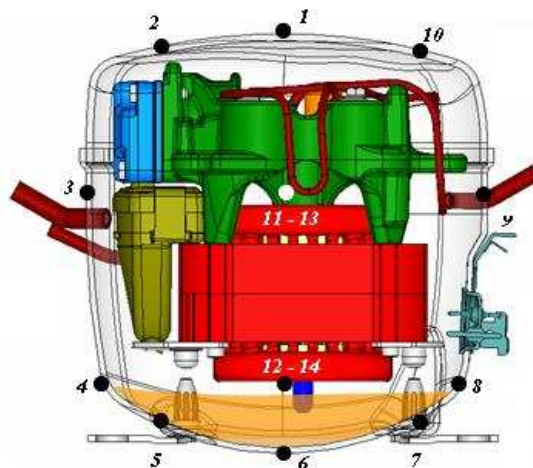


Figura 4.15: Variação da temperatura na carcaça do compressor na condição $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$.

Em função da complexidade geométrica e lembrando que o modelo térmico considera simetria da carcaça com relação a um eixo vertical, serão considerados como parâmetros de referência para a validação do modelo matemático as médias aritméticas dos valores de temperaturas dos termopares posicionados na mesma altura (Figura 4.15). A Tabela 4.1 apresenta a distribuição e a nova numeração adotada para os termopares posicionados na carcaça do compressor.

Tabela 4.1 – Definição dos novos pontos de comparação.

Região	Termopares	Novos Pontos
Centro Tampa	1	A
Superior	2 – 10	B
Lateral Superior	3 – 9 – 11 – 13	C
Lateral Inferior	4 – 8 – 12 – 14	D
Inferior	5 – 7	E
Centro Cárter	6	F

Outro aspecto importante, que deve ser levado em consideração pelo modelo térmico simplificado no momento de sua validação, é a presença do flange na carcaça do compressor (Figura 4.16). Este flange, que não existe nos compressores comercializados nos quais a carcaça é soldada, serve para unir com parafusos a tampa e o corpo da carcaça no compressor protótipo e permitir o acesso ao ambiente interno para instrumentação. Portanto, a primeira modificação a ser realizada diz respeito à alteração da geometria da carcaça no modelo a fim de considerar a posição e as dimensões reais do flange.

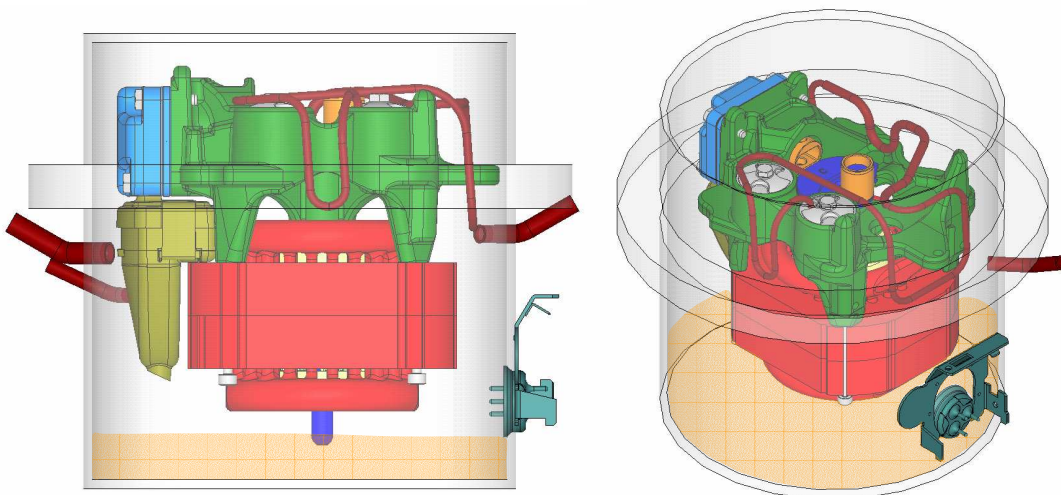


Figura 4.16: Geometria simplificada do compressor considerando a presença do flange.

A influência do flange sobre a transferência de calor do compressor é importante devido ao acréscimo de área de transferência de calor na carcaça e, por conseguinte, ao aumento da taxa de calor dissipada pela carcaça.

Para poder quantificar esta influência, considera-se que o flange se comporta como uma *aleta*. Assumindo que só exista variação de temperatura na direção longitudinal da aleta e que o coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície da aleta é constante, pode-se escrever o balanço de energia na aleta da seguinte forma:

$$\frac{d^2 T}{d\psi^2} - \frac{hP}{kA} (T - T_{ee}) = 0 \quad (4.43)$$

onde ψ é a coordenada longitudinal do flange, P é o perímetro do flange, A é a área do flange medido na base dele. Adotando condições de contorno de convecção em sua extremidade e de temperatura prescrita em sua base, a solução da equação (4.43) fornece o perfil de temperatura no flange (Incopera e DeWitt, 1992):

$$T(\psi) = (T_{bf} - T_{ee}) \frac{\cosh m(Z - \psi) + \left(\frac{h}{km}\right) \sinh m(Z - \psi)}{\cosh mZ + \left(\frac{h}{km}\right) \sinh mZ} + T_{ee} \quad (4.44)$$

onde T_{bf} é a temperatura da base do flange, Z é o comprimento do flange. A partir do perfil de temperaturas (equação 4.43), é possível calcular a taxa de transferência de calor na base do flange como:

$$\dot{Q}_{bf} = \sqrt{hPkA} (T_{bf} - T_{ee}) \frac{\sinh mZ + \left(\frac{h}{km}\right) \cosh mZ}{\cosh mZ + \left(\frac{h}{km}\right) \sinh mZ} \quad (4.45)$$

onde

$$m^2 = \left(\frac{hP}{kA}\right) \quad (4.46)$$

A fim de manter o mesmo modelo físico unidimensional (equação 4.13) e o mesmo procedimento de integração numérica em casos onde se considera ou não a presença do flange, o efeito do calor dissipado na base da superfície estendida na parede lateral da carcaça foi modelado como um coeficiente de transferência de calor entre a carcaça e ambiente externo localmente intensificado na região do flange.

Para determinar o novo valor deste *pseudo* coeficiente de transferência de calor local, é necessário reavaliar a metodologia de cálculo que associa a taxa com a qual calor é rejeitado pela carcaça para o ambiente externo (primeira lei aplicada ao compressor – equação 4.27) ao coeficiente de transferência de calor por convecção entre a carcaça e o ambiente externo, \tilde{h}_{ee} (equação 4.30). Para uma geometria sem flange, assumindo que todos os volumes do domínio discretizado da carcaça liberam a mesma quantidade diferencial de calor, \hat{Q}_{ee} , dada por:

$$\hat{Q}_{ee} = \frac{\dot{W}_{ele} + \dot{m}(h_{psuc} - h_{ld})}{n_{nodos}} \quad (4.47)$$

calcula-se a taxa com que calor é dissipado pela carcaça pela expressão:

$$\dot{Q}_{ee} = \sum_{j=1}^{n_{nodos}} \hat{Q}_{ee_j} \quad (4.48)$$

Para uma geometria com flange, e considerando a sua presença na posição k do domínio discretizado da carcaça, a equação (4.48) pode ser reescrita como:

$$\dot{Q}_{ee} = \sum_{j=1}^{n_{nodos}} \hat{Q}_{ee_j} = \hat{Q}_{ee_1} + \dots + \dot{Q}_{bf_k} + \dots + \hat{Q}_{ee_{n_{nodos}}} \quad (4.49)$$

onde \dot{Q}_{bf} é obtido a partir da equação (4.45) para uma geometria específica do flange.

Empregando a equação (4.19) para os volumes sem flange e a equação (4.45) para os volumes com flange, a equação (4.49) pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ee} = \sum_{j=1}^{n_{nodos}} \hat{Q}_{ee_j} = & \hat{h}_{ee_1} A_1 \left(T_{h_1} - T_{ee} \right) + \dots \\ & \dots + \sqrt{\hat{h}_{ee_k} P k A} \left(T_{h_k} - T_{ee} \right) \frac{\sinh mL + \left(\frac{\hat{h}_{ee_k}}{k m} \right) \cosh mL}{\cosh mL + \left(\frac{\hat{h}_{ee_k}}{k m} \right) \sinh mL} + \dots \\ & \dots + \hat{h}_{ee_{n_{nodos}}} A_{n_{nodos}} \left(T_{h_{n_{nodos}}} - T_{ee} \right) \end{aligned} \quad (4.50)$$

Na equação (4.50) considera-se que todos os volumes de controle do domínio da carcaça estão sujeitos ao mesmo coeficiente de transferência de calor e que a base do flange se encontra à temperatura da carcaça naquela posição.

O passo seguinte é determinar o novo coeficiente de transferência de calor entre a carcaça e o ambiente externo por meio do método da secante, no qual o procedimento iterativo proposto é dado por:

$$\hat{h}_{ee_{nit+2}} = \frac{\hat{h}_{ee_{nit}} F(\hat{h}_{ee_{nit+1}}) - \hat{h}_{ee_{nit+1}} F(\hat{h}_{ee_{nit}})}{F(\hat{h}_{ee_{nit+1}}) - F(\hat{h}_{ee_{nit}})} \quad (4.51)$$

onde *nit* é o índice da iteração do processo de convergência e $F(\hat{h}_{ee_i})$ representa a taxa de transferência de calor total dissipada pela carcaça na iteração referente a \hat{h}_{ee_i} .

Essa função é definida como:

$$F(\hat{h}_{ee_i}) = \sum_{j=1}^{n_{\text{nodos}}} \hat{Q}_{ee_j} = \hat{Q}_{ee_1} + \dots + \hat{Q}_{bf_k} + \dots + \hat{Q}_{ee_{n_{\text{nodos}}}} \quad (4.52)$$

Para determinar se o valor obtido satisfaz o balanço de energia global no compressor, o critério de convergência aplicado em conjunto com o método da secante é dado por:

$$tol = \hat{Q}_{ee} - F(\hat{h}_{ee_i}) \leq 10^{-5} \quad (4.53)$$

4.3.2 Resultados

O modelo térmico simplificado é utilizado para determinar a variação espacial das temperaturas da carcaça e do óleo em um compressor modelo EGZ90H, fabricado pela EMBRACO. Para validar o modelo, são utilizados os resultados experimentais apresentados no Capítulo 3 para as condições -23,3°C/54,4°C e -10,0°C/70,0°C onde a vazão de óleo bombeada é de 250 ml/min, dado fornecido pela empresa.

Os gráficos da Figura 4.17 mostram os resultados experimentais médios de temperatura da carcaça para ambas as condições. Primeiramente, observa-se que as menores temperaturas são aquelas relativas aos pontos C e D (com uma redução acentuada da temperatura do ponto B para o ponto C) devido ao alto coeficiente de transferência de calor associado ao filme descendente e também à dissipação de calor pelo flange (efeito aleta). Os resultados do modelo são mostrados em função da fração do óleo bombeado que escoar pelas

paredes da carcaça. Em ambas as condições, a melhor concordância do modelo com os pontos experimentais foi observada para uma fração de aproximadamente 60% da vazão total de óleo bombeada pelo sistema de alimentação. Os 40% restantes representam o óleo que não consegue escoar de forma contínua desde a tampa até o cárter e, por isso, é direcionado aos componentes internos.

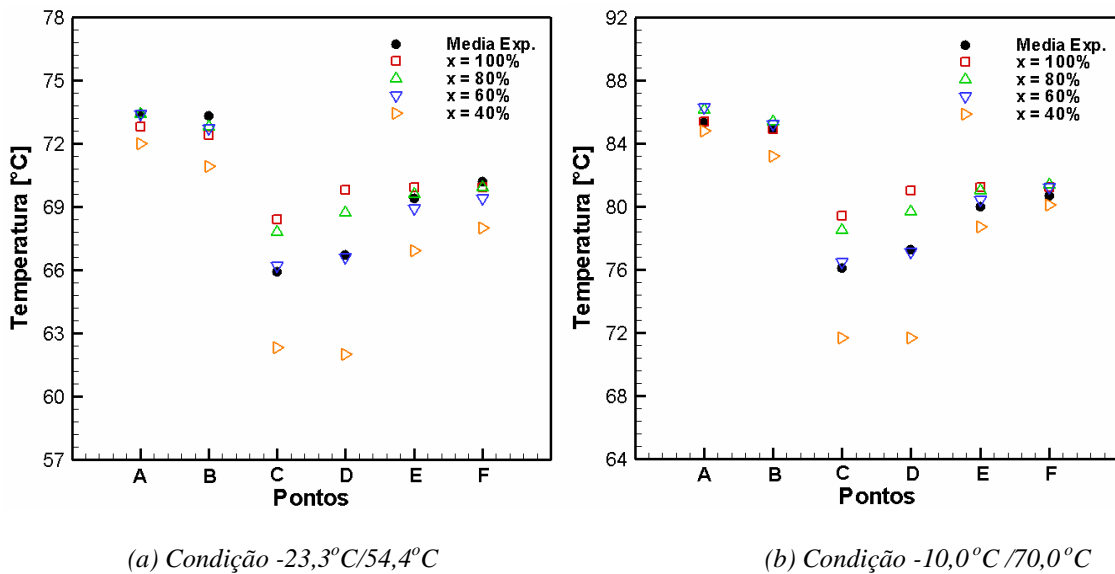


Figura 4.17: Variação da temperatura na carcaça do compressor em função da fração de óleo que escoar como um filme sobre a carcaça (x).

As Tabelas 4.2 e 4.3 apresentam a comparação entre os valores médios de temperatura da carcaça experimentais e aqueles obtidos utilizando o modelo térmico simplificado com e sem flange, para uma fração de escoamento pela carcaça de 60%. As diferenças entre os resultados numéricos e os experimentais demonstram a importância de se considerar o efeito térmico causado pelo flange.

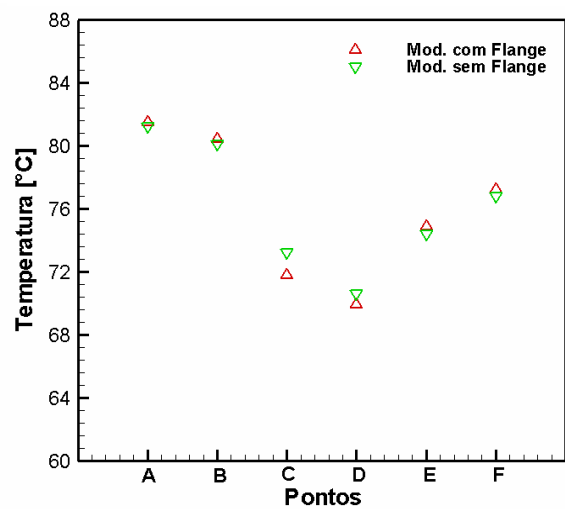
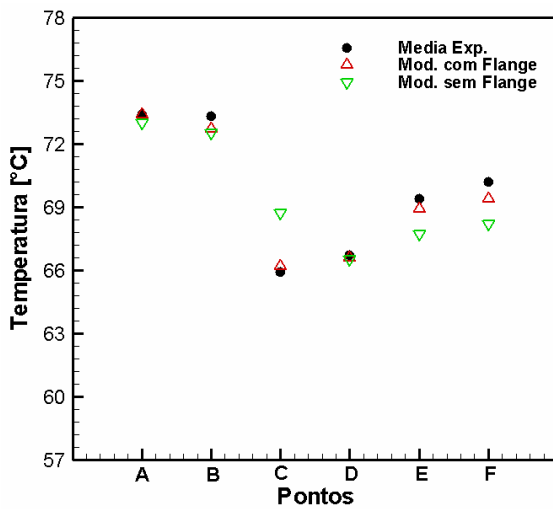
Para melhor visualizar tal efeito, as Figuras 4.18 e 4.19 mostram comparações entre perfis de temperatura na carcaça e no óleo quando se considera ou não a presença do flange na carcaça do compressor, para uma fração de óleo na carcaça de 60%.

Em ambas as condições de operação, as maiores diferenças entre os modelos com e sem flange são observadas nas previsões da temperatura da carcaça. Entre esses perfis, as menores diferenças são observadas na região da tampa do compressor devido ao fato de que as temperaturas de saída do óleo do eixo são muito similares nas situações considerando ou não a presença do flange. Já nas paredes laterais, onde se apresentam as maiores diferenças entre os perfis de temperatura da carcaça com e sem o flange (ponto C), tal efeito é provocado pela maior dissipação de calor para o ambiente externo decorrente do aumento de área devido ao flange, conforme descrito anteriormente.

Com relação à temperatura do óleo, observa-se uma diminuição acentuada ao escoar como um filme pelas paredes laterais (devido à pequena espessura da película). A temperatura aumenta do ponto D em diante em função do retorno ao cárter do fluxo de óleo que recebeu calor dos componentes internos.

Tabela 4.2 – Comparação dos resultados para a condição -23,3°C/54,4°C com e sem flange na carcaça do compressor, Modelo MTS (resultados em °C).

Pontos	Temperatura média Exp.	Modelo com Flange	Modelo Sem Flange	Diferença $T_{exp} - T_{mcf}$	Diferença $T_{exp} - T_{msf}$
A	73,4	73,4	73,0	0,0	0,4
B	73,3	72,7	72,5	0,6	0,8
C	65,9	66,2	68,7	-0,3	-2,8
D	66,7	66,6	66,5	0,1	0,2
E	69,4	68,9	67,7	0,6	1,8
F	70,2	69,4	68,2	0,8	2,0



(a) Perfil Carcaça

(b) Perfil Óleo

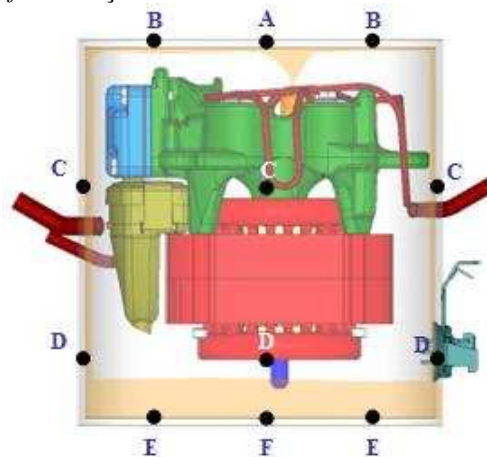


Figura 4.18: Variação da temperatura na carcaça com e sem flange na condição -23,3°C/54,4°C, x = 60%.

Tabela 4.3 – Comparação dos resultados para a condição -10,0°C/70,0°C com e sem flange na carcaça do compressor, Modelo MTS (resultados em °C).

Pontos	Temperatura média Exp.	Modelo com Flange	Modelo Sem Flange	Diferença $T_{exp} - T_{mcf}$	Diferença $T_{exp} - T_{msf}$
A	85,3	86,3	85,6	-1,0	-0,3
B	84,9	85,2	84,8	-0,4	0,1
C	76,1	76,5	79,6	-0,4	-3,5
D	77,3	77,1	77,0	0,2	0,3
E	80,0	80,4	78,9	-0,3	1,1
F	80,7	81,2	79,6	-0,4	1,1

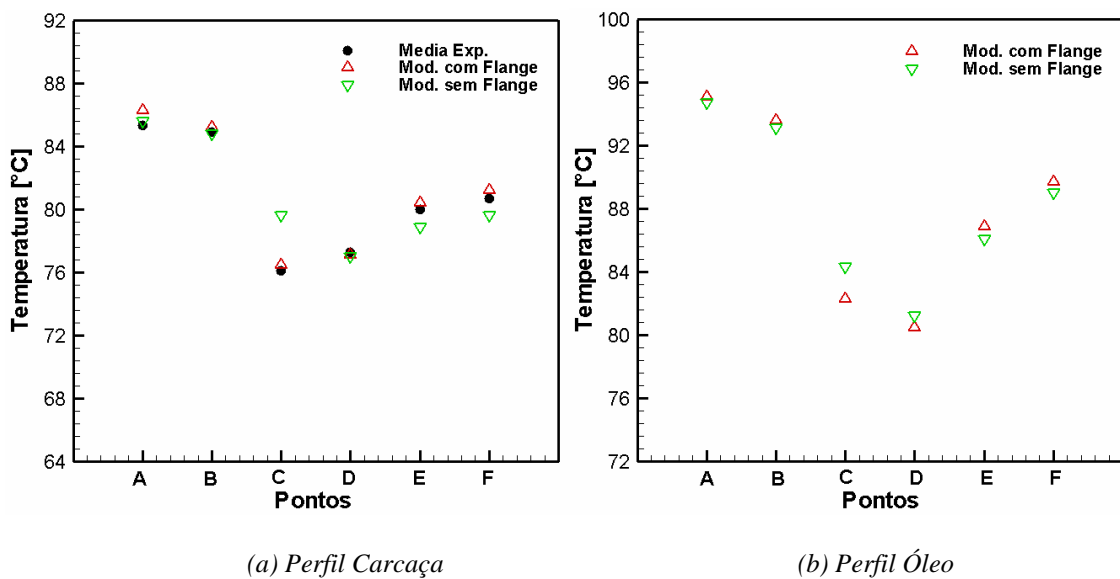


Figura 4.19: Variação da temperatura na carcaça com e sem flange na condição -10,0°C/70,0°C, x = 60%.

4.4 – Síntese

Neste capítulo, foi descrito passo a passo a elaboração do modelo térmico simplificado, o qual é capaz de prever as variações espaciais da temperatura no óleo e na carcaça de um compressor hermético alternativo.

O modelo foi validado com resultados experimentais obtidos para um compressor hermético alternativo (modelo EGZ90H da EMBRACO) trabalhando em duas condições de operação (-23,3°C/54,4°C e -10,0°C/70,0°C). Os resultados do modelo apresentaram boa concordância quando comparados com valores médios experimentais, demonstrando uma máxima diferença de 3,5°C no pior dos casos (sem considerar a presença do flange e na condição -10,0°C/70,0°C).

Uma das maiores limitações do modelo simplificado refere-se à necessidade de se ter como dados de entrada para o modelo as temperaturas do gás e dos componentes internos, do consumo elétrico do motor e das entalpias e fluxos de massa de entrada e saída pelos passadores de sucção e de descarga, respectivamente.

No capítulo seguinte, será apresentada a elaboração do acoplamento entre o modelo térmico simplificado e um modelo estendido do RECIP, o que permitirá determinar as variações das temperaturas do gás e dos componentes internos em função da condição de operação do compressor.

Modelo Térmico Global

5.1 – Introdução

Na refrigeração por compressão mecânica, o compressor é o componente encarregado de converter potência elétrica em potência mecânica e entregá-la ao fluido refrigerante para que este desempenhe o seu papel no sistema. Neste processo de conversão de energia, calor é dissipado internamente no compressor, o que eleva o campo de temperaturas do gás interno e dos componentes, que por sua vez tem grande influência sobre as perdas termodinâmicas do compressor.

É sabido que o calor dissipado pelos componentes está diretamente relacionado com a condição de operação do compressor. No Capítulo 4, foi elaborado um modelo para prever os efeitos térmicos da interação entre o óleo e a carcaça do compressor, levando em conta o calor dissipado pelos componentes internos do compressor. Embora o modelo tenha apresentado boa concordância com relação aos resultados experimentais, este apresentou algumas limitações com respeito ao tratamento das temperaturas dos componentes e do gás interno, as quais foram parâmetros de entrada (constantes) no modelo simplificado.

No presente capítulo, será realizada uma análise mais aprofundada com relação ao comportamento térmico de um compressor hermético alternativo, considerando a variação da condição de operação do compressor. Para tal, o modelo térmico simplificado será acoplado a uma versão estendida do programa RECI, desenvolvida em cooperação com a EMBRACO. Este acoplamento permitirá determinar, além de parâmetros energéticos e de eficiência globais, as temperaturas dos componentes e do gás interno em função de balanços térmicos aplicados aos componentes e seus efeitos sobre os campos de temperaturas no óleo lubrificante e na carcaça do compressor.

Para atingir esse objetivo, o presente capítulo é dividido em três seções. Na primeira, será apresentada a elaboração de um modelo térmico global por meio de balanços energéticos nos distintos componentes do compressor e de seu acoplamento ao modelo térmico simplificado. Na segunda seção, será realizada a validação do modelo acoplado com os dados experimentais apresentados no Capítulo 3 para distintas condições de operação. Por último, é apresentada uma síntese dos aspectos mais relevantes do capítulo.

5.2 – Modelagem do Problema

Nesta seção, é apresentado de forma detalhada o funcionamento do programa RECIPI, o qual simula os processos termodinâmicos, mecânicos e elétricos em um compressor hermético alternativo. Para realizar a simulação, o RECIPI utiliza uma formulação integral que divide o compressor em vários volumes de controle, onde cada um deles representa um componente ou região do compressor, nos quais são resolvidos os princípios de conservação da massa e da energia. Além disso, é apresentado o acoplamento entre ambos os programas (*RECIPI e Modelo Térmico Simplificado*) e a metodologia de solução do problema.

5.2.1 Apreciações Iniciais

Wambsganss (1966) desenvolveu um modelo para descrever alguns processos importantes do compressor, o qual serviu de base para o modelo de Soedel e Pandeya (1978). Este, por sua vez, foi o ponto de partida para o modelo desenvolvido por Ussyk (1984), que deu origem ao RECIPI. Basicamente, o modelo é resultado de um acoplamento de quatro conjuntos de equações:

- (i) Equação do mecanismo e do volume da câmara de compressão, relacionando o volume do cilindro em função do ângulo do eixo de manivela;
- (ii) Equações termodinâmicas para estimar a pressão e a temperatura instantâneas do refrigerante ao longo do ciclo de compressão;
- (iii) Equações para a vazão mássica nos sistemas de sucção, descarga e folga radial pistão-cilindro;
- (iv) Equações para a dinâmica das válvulas, que definem o grau de abertura das mesmas ao longo do ciclo de compressão.

Ao longo dos anos, o modelo proposto por Ussyk (1984) sofreu diversas mudanças no sentido de melhorar a representação física dos processos. Como exemplo, destaca-se a implementação de um modelo térmico no compressor proposto por Todescat *et al.* (1992), o qual permite quantificar a transferência de calor entre os componentes.

5.2.2 Equações do Mecanismo (Volume da Câmara de Compressão):

O volume instantâneo da câmara de compressão, $V(\theta)$, é função da posição instantânea do pistão, $y(\theta)$, do diâmetro do cilindro, D_{cil} , e do volume morto, V_m , presente na câmara de compressão. Utilizando os parâmetros geométricos do sistema biela-manivela, definimos o volume da câmara de compressão como:

$$V(\theta) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} y(\theta) + V_m \quad (5.1)$$

De acordo com o sistema de coordenadas (r, y) indicado na Figura 5.1, pode-se determinar a posição do pistão para o sistema biela-manivela utilizando a seguinte expressão:

$$y(\theta) = C_{pms} - \left[-e \cos(\theta) + \left(C_b^2 - (e \sin(\theta) - d_m)^2 \right)^{1/2} \right] \quad (5.2)$$

onde C_{pms} é a distância entre o ponto morto superior e o eixo de manivela; e é a excentricidade; C_b é o comprimento da biela; θ é o ângulo de manivela e d_m é a distância do eixo da manivela ao eixo do cilindro. Maiores detalhes sobre a dedução da equação (5.2) podem ser encontrados no trabalho de Matos (2002).

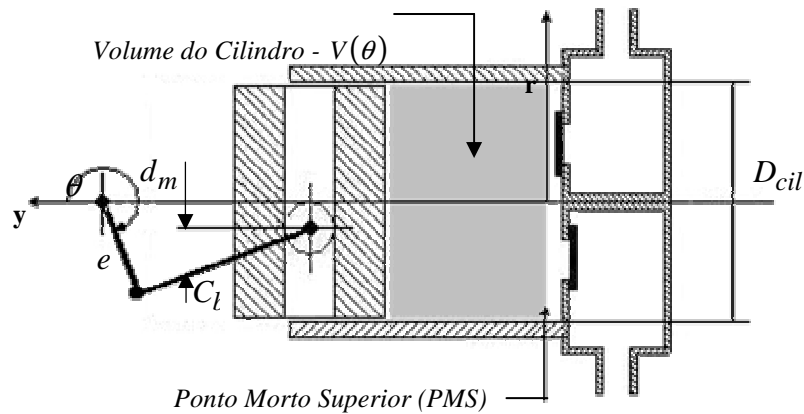


Figura 5.1: Parâmetros geométricos que caracterizam o mecanismo biela-manivela.

Combinando as equações (5.1) e (5.2), obtém-se a seguinte expressão para variação do volume interno da câmara de compressão:

$$V(\theta) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} \left\{ C_{pms} - \left[-e \cos(\theta) + \left(C_b^2 - (e \sin(\theta) - d_m)^2 \right)^{1/2} \right] \right\} + V_m \quad (5.3)$$

Em função do tempo e da velocidade angular do eixo, ω , a posição angular θ é definida por:

$$\theta = \omega t \tag{5.4}$$

onde:

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \tag{5.5}$$

e N representa a rotação (em RPM) do conjunto eixo-bomba. Assim:

$$\theta = \frac{2\pi N t}{60} \tag{5.6}$$

Deste modo, a posição do pistão para o sistema biela-manivela em função do tempo é dada por:

$$y(\theta) = C_{pms} - \left[-e \cos\left(\frac{2\pi N t}{60}\right) + \left(C_b^2 - \left(e \sin\left(\frac{2\pi N t}{60}\right) - d_m \right)^2 \right)^{1/2} \right] \tag{5.7}$$

5.2.3 Equações para a Termodinâmica do Gás na Câmara de Compressão:

Para a determinação das propriedades do fluido refrigerante no interior da câmara de compressão, é utilizada a primeira lei da termodinâmica para um volume de controle na forma integral (figura 5.2). Considera-se a presença de fluxos de massa e de energia através das válvulas e pela folga entre o pistão e o cilindro. São consideradas uniformes as propriedades no interior da câmara e a temperatura de suas paredes é suposta constante ao longo do ciclo.

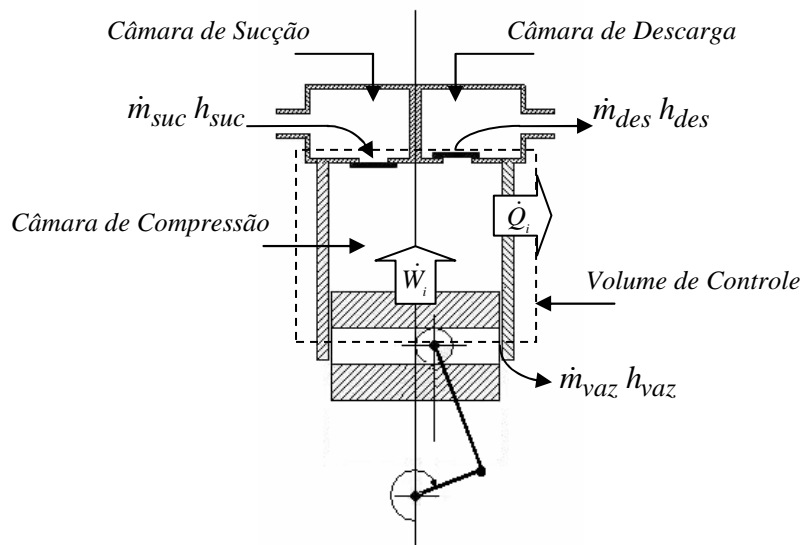


Figura 5.2: Volume de controle para os balanços de massa e energia na câmara de compressão.

A equação da conservação da energia aplicada ao volume de controle apresentado na figura é escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{v.c.} \rho_i e_i d\forall + \int_{s.c.} \rho_j (e_j + p_j v_j) \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{Q} + \dot{W} \quad (5.8)$$

onde ρ representa a densidade do gás, e a energia específica do gás, v o volume específico, \dot{Q} é a taxa de calor transferida ao gás desde as paredes da câmara de compressão, \dot{W} é a potência indicada transferida ao gás. Os sub-índices i e j referem-se, respectivamente, às propriedades avaliadas no interior do volume de controle e às determinadas na superfície de controle.

Desprezando as variações de energia cinética e potencial no volume de controle e utilizando a definição de entalpia específica, $h = u + pv$, a equação da conservação da energia do gás na câmara de compressão torna-se:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{v.c.} \rho_i u_i d\forall + \int_{s.c.} \rho_j h_j \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{Q} + \dot{W} \quad (5.9)$$

onde u é a energia interna específica do gás. O trabalho realizado sobre o gás refrigerante pode ser determinado como:

$$\dot{W} = -p_i \frac{d\forall_i}{dt} \quad (5.10)$$

onde p_i representa a pressão média do gás no interior do cilindro e $d\forall_i/dt$ a taxa com que varia o volume da câmara de compressão, obtida das equações do mecanismo.

A taxa de transferência de calor entre as paredes da câmara do compressor e o gás refrigerante pode ser avaliada pela seguinte expressão:

$$\dot{Q} = \tilde{h}_{cil} A_w (T_w - T_i) \quad (5.11)$$

onde A_w é a área da câmara disponível para a troca de calor (paredes e topo do pistão), T_w é a temperatura das paredes do cilindro (suposta constante e uniforme) e T_i é a temperatura instantânea do refrigerante no interior da câmara de compressão. Para calcular o coeficiente de transferência de calor entre o gás e a parede do cilindro, \tilde{h}_{cil} , utiliza-se a correlação proposto por Annand (1963), seguindo o procedimento adotado por Todescat *et al.* (1992).

Os dois termos à esquerda do sinal na equação (5.9) representam a variação da energia interna no volume de controle e a energia que atravessa as fronteiras devido à entrada e saída de gás do sistema. Adotando a hipótese de propriedades uniformes, ambos os termos podem ser reescritos da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{v.c.} \rho_i u_i dV = \frac{d}{dt} (m_i u_i) = m_i \frac{du_i}{dt} + u_i \frac{dm_i}{dt} \quad (5.12)$$

$$\int_{v.c.} \rho_j h_j \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{m}_j h_j \quad (5.13)$$

onde m_i representa a massa de gás no volume de controle, \dot{m}_j é vazão mássica de gás que atravessa as fronteiras do volume de controle e h_j representa a entalpia específica do gás que atravessa as fronteiras. Utilizando as equações (5.10) a (5.13), é possível reescrever a equação (5.9) da seguinte forma:

$$m_i \frac{du_i}{dt} = \tilde{h}_{cil} A_w (T_w - T_i) - p_i \frac{dV_i}{dt} - \dot{m}_j h_j - u_i \frac{dm_i}{dt} \quad (5.14)$$

Fazendo uso das seguintes relações termodinâmicas:

$$\frac{du_i}{dt} = C_{vi} \frac{dT_i}{dt} + \left[T \frac{\partial p_i}{\partial T} \Big|_v - p_i \right] \frac{dv_i}{dt} \quad (5.15)$$

e:

$$\frac{dv_i}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{V_i}{m_i} \right) = \frac{1}{m_i} \frac{dV_i}{dt} - \frac{v_i}{m_i} \frac{dm_i}{dt} \quad (5.16)$$

a equação (5.14) pode ser apresentada como:

$$\frac{dT_i}{dt} = A - BT_i \quad (5.17)$$

onde:

$$A = \frac{1}{m_i C_{vi}} \left[\tilde{h}_{cil} A_w T_w - h_i \frac{dm_i}{dt} - \dot{m}_j h_j \right] \quad (5.18)$$

e:

$$B = \frac{1}{m_i C_{vi}} \left[\tilde{h}_{cil} A_w + \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \Big|_v \frac{dV_i}{dt} - \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \Big|_v v_i \frac{dm_i}{dt} \right] \quad (5.19)$$

Para determinar a variação de massa contida no interior da câmara de compressão, é necessário avaliar os fluxos de massa envolvidos no processo. Os principais fluxos de massa durante o ciclo de operação do compressor são os que ocorrem através da válvula de sucção, \dot{m}_{suc} , e através da válvula de descarga, \dot{m}_{des} .

Em algumas situações de operação, podem existir fluxos reversos (refluxos) nas válvulas de sucção e de descarga devido à dinâmica das válvulas, gerando assim perdas de capacidade no compressor. Tais refluxos de massa são denotados por \dot{m}_{rsuc} e \dot{m}_{rdes} , respectivamente.

Finalmente, através da folga entre o pistão e o cilindro ocorre também um vazamento de fluido refrigerante, representado aqui por \dot{m}_{vaz} . Neste caso, o vazamento ocorre devido à movimentação do pistão e à diferença de pressão entre a câmara de compressão e o ambiente interno da carcaça do compressor.

Aplicando o princípio da conservação da massa ao volume de controle obtém-se a expressão para a variação temporal da massa no interior da câmara de compressão.

$$\frac{dm_j}{dt} = \dot{m}_{suc} - \dot{m}_{des} - \dot{m}_{rsuc} + \dot{m}_{rdes} - \dot{m}_{vaz} \quad (5.20)$$

Os fluxos de entalpia pela fronteira do volume de controle na equação (5.14) são definidos por:

$$\dot{m}_j h_j = \dot{m}_{suc} h_{suc} - \dot{m}_{des} h_i - \dot{m}_{rsuc} h_i + \dot{m}_{rdes} h_{des} - \dot{m}_{vaz} h_i \quad (5.21)$$

onde h_i , h_{suc} e h_{des} denotam as entalpias do gás na câmara de compressão, de sucção e de descarga respectivamente.

A partir da integração no tempo (ou em função do ângulo de manivela) das equações (5.17) e (5.20), é possível calcular a temperatura e a massa instantâneas de gás refrigerante na câmara de compressão ao longo de um ciclo de operação do compressor. Em cada passo de tempo, a massa e o volume de refrigerante são conhecidos e, com isso, o volume específico do gás é calculado diretamente.

Para determinar as demais propriedades do gás refrigerante em cada passo de simulação, interpolam-se as propriedades em uma tabela de gás real, empregando o software REFPROP, versão 7.0 (Lemmon *et al.*, 2002).

5.2.4 Equações para a Dinâmica das Válvulas:

A variação contínua da pressão no interior do cilindro, devido ao movimento do pistão, provoca a abertura e o fechamento das válvulas do sistema. As válvulas são do tipo *automático*, isto é, seu funcionamento depende da diferença de pressão entre as câmaras de compressão, sucção e descarga.

Usualmente, o movimento das válvulas é modelado utilizando um sistema massa-mola-amortecedor. Fazendo uso deste princípio, a equação do movimento das válvulas é definido por:

$$\ddot{x}_v(t) = \frac{1}{m_v} [F_v(t) - K_v x_v(t) - C_v \dot{x}_v(t)] \quad (5.22)$$

Onde F_v representa a força resultando sobre a válvula, m_v a massa equivalente da válvula, K_v o coeficiente de rigidez da válvula, C_v coeficiente de amortecimento da válvula, x_v , \dot{x} , \ddot{x}_v deslocamento, velocidade e aceleração da válvula, respectivamente.

A força sobre a válvula é determinada pela seguinte equação:

$$F_v(t) = A_{ef} \Delta p \quad (5.23)$$

onde A_{ef} é a área efetiva de força, que relaciona a força sobre a válvula e a diferença de pressão, Δp , entre o interior cilindro e a câmara de descarga ou de sucção, dependendo do caso.

A área efetiva está diretamente relacionada com o tipo de escoamento através da válvula, uma vez que sua determinação é função do grau de abertura da mesma. Dada esta complexidade em sua determinação analítica, os valores de A_{ef} utilizados pelo programa RECIP são obtidos experimentalmente ou através de simulações numéricas do escoamento do gás através da válvula (Matos, 2002).

5.2.5 Equações para a Vazão Mássica:

Ussyk (1984) comenta em seu trabalho que o escoamento do gás refrigerante através das válvulas pode ser modelo considerando um escoamento compressível isentrópico em bocais (orifícios) em condição crítica ou subcrítica, a qual depende da diferença de pressão

através da válvula. Assim, a equação para o fluxo de massa nos sistemas de sucção e descarga, segundo Ussyk (1984), pode ser escrita como:

$$\dot{m} = A_{efe} P_{up} \sqrt{\frac{2k}{RT_{up}(k-1)}} \sqrt{r_s^{2/k} - r_s^{(k+1)/k}} \quad (5.24)$$

onde A_{efe} , P_{up} , P_{down} , r_s , T_{up} , $k = c_p / c_v$ e R representam a área efetiva do escoamento, as pressões a montante e a jusante do orifício, a razão de pressões, a temperatura a montante do orifício, o expoente isentrópico e a constante do gás, respectivamente.

Se o escoamento for subcrítico, a razão de pressões é igual à razão entre as pressões a jusante e a montante. Porém, se o escoamento for crítico, a razão de pressões é dada por:

$$r_s = \frac{2^{k/(k+1)}}{(k+1)} \quad (5.25)$$

A área efetiva de escoamento pode ser entendida como uma correção da área de passagem do escoamento. Os valores de A_{efe} utilizados pelo RECIP são determinados por meio de simulações do escoamento para diferentes posições de abertura da válvula (Matos, 2002).

O fluxo de massa pela folga entre as paredes do pistão e do cilindro é a principal fonte de vazamento do gás refrigerante no ciclo de compressão. Este efeito afeta diretamente a eficiência volumétrica do compressor. Além disso, o vazamento afeta também a eficiência isentrópica, pois a quantidade de energia utilizada na compressão da parcela de massa vazada é perdida.

Desse modo, é importante prever o fluxo de massa que escoar através da referida folga. Lilie e Ferreira (1984), a partir de um modelo simplificado, deduziram as equações para a determinação do vazamento levando em consideração os parâmetros mostrados na Figura 5.3.

A equação para a velocidade média do escoamento na folga pistão-cilindro pode ser escrita da seguinte forma:

$$\bar{V}_z = V_p \frac{1 - K^2 + 2K^2 \ln K}{2 \ln K (1 - K^2)} + \frac{(p_i - p_{suc}) R_c^2}{8 \mu L} \left[\frac{1 - K^4}{1 - K^2} + \frac{1 - K^2}{\ln K} \right] \quad (5.26)$$

onde V_p , K , p_i , p_{suc} e L_o representam a velocidade instantânea do pistão, a razão entre os raios do pistão e o cilindro, a pressão na câmara de compressão, a pressão do gás no interior da carcaça e o comprimento mínimo de contato entre o pistão e o cilindro, respectivamente. O comprimento de contato entre o pistão e o cilindro é dado por:

$$L = L_o + e(1 - \cos(\theta)) \quad (5.27)$$

Assim, a vazão mássica na folga queda definida como:

$$\dot{m}_{vaz} = \bar{V}_z \rho_i A_{pass} = \bar{V}_z \rho_i \left[2\pi \delta_{pc} \left(R_c - \frac{\delta_{pc}}{2} \right) \right] \quad (5.28)$$

É necessário ressaltar que o modelo para o escoamento na folga pistão-cilindro ignora a presença do óleo lubrificante (as propriedades físicas envolvidas são referentes ao gás) e, por isso, exibe uma tendência geral de superestimar o fluxo de massa de vazamento.

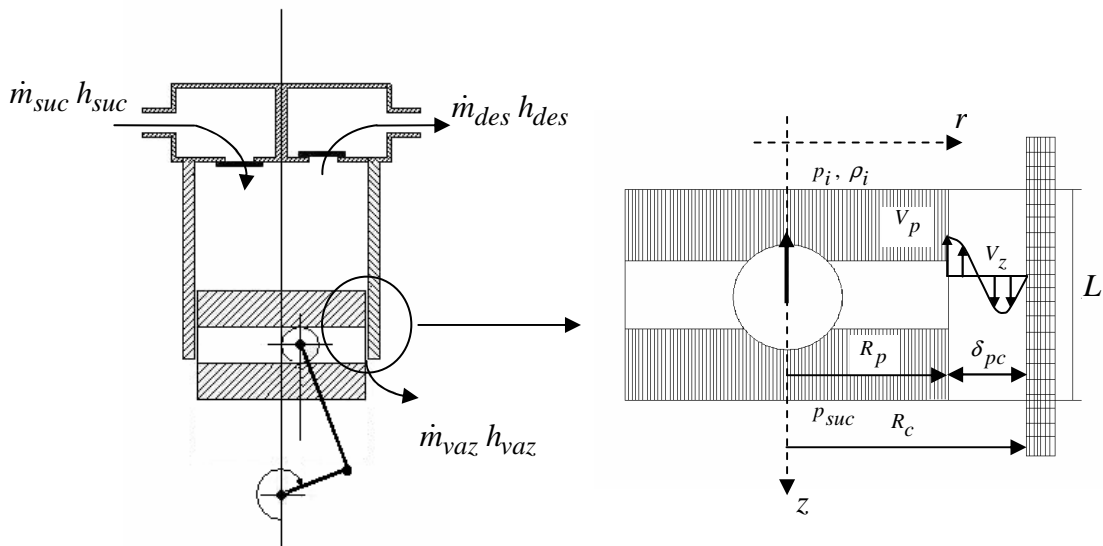


Figura 5.3: Vazamento na folga pistão-cilindro e as variáveis envolvidas em sua determinação.

5.2.6 Balanços Térmicos no Compressor:

Para avaliar o comportamento térmico do compressor em distintas condições de operação, foi elaborado um modelo térmico global baseado na aplicação da primeira lei da termodinâmica aos distintos componentes do compressor. O modelo representa uma extensão de modelos anteriores desenvolvidos para o mesmo fim (Todescat *et al.*, 1992), tendo sido também acoplado ao programa RECIP. A principal diferença entre o presente modelo e suas

versões anteriores é o tratamento do óleo lubrificante como um componente do sistema térmico que representa o compressor.

A metodologia do modelo é apresentada a seguir, juntamente com seu acoplamento ao modelo térmico simplificado para a transferência de calor do óleo. Para cada um dos volumes de controle são aplicadas as equações de conservação da massa e da energia, considerando a hipótese de regime permanente. No balanço de energia, os coeficientes de transferência de calor por convecção e as condutâncias térmicas globais são determinados a partir de dados experimentais, com exceção do coeficiente entre as paredes da câmara de compressão e o gás, onde se utiliza a correlação proposta por Annand (1963).

O balanço de energia na câmara de sucção (Figura 5.4) desconsidera a hipótese utilizada no modelo térmico simplificado, ou seja, a condição de sucção direta. Portanto, será levada em conta aqui a interação energética com o gás refrigerante que se encontra no interior do compressor. O balanço, por conseguinte, é definido pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{suc} = \dot{m}_{suc} h_{suc} - \dot{m}_{rsuc} h_i - \dot{m}_{psuc} h_{psuc} - \dot{m}_{eps} h_{ie} + \dot{m}_{sps} h_{suc} + \dot{Q}_{sso} + \dot{Q}_{sor} \quad (5.29)$$

onde \dot{Q}_{suc} representa a taxa com que o calor é transferido do gás interno do compressor para o gás da câmara de sucção, sendo modelada por:

$$\dot{Q}_{suc} = \overline{UA}_{suc} \left(T_{ie} - \frac{T_{ps} + T_s}{2} \right) \quad (5.30)$$

onde \overline{UA}_{suc} é a condutância térmica global entre o ambiente interno e a câmara de sucção, \dot{Q}_{sso} é o calor transferido pelas paredes da câmara de sucção para o sistema de bombeamento e alimentação de óleo, \dot{Q}_{sor} é o calor transferido desde as paredes da câmara de sucção para o filme de óleo que escoia sobre ela, T_{ie} é a temperatura do ambiente interno do compressor, T_{ps} é a temperatura do passador de sucção e T_s é a temperatura na saída da câmara de sucção. Os termos \dot{m}_{suc} , \dot{m}_{rsuc} , \dot{m}_{psuc} , \dot{m}_{sps} e \dot{m}_{eps} representam as vazões mássicas atravessando a válvula de sucção, o refluxo proveniente do cilindro, a vazão que ingressa na câmara pelo passador de sucção, o refluxo da câmara para o ambiente interno e o fluxo do ambiente interno para a câmara, respectivamente. As variáveis h_{suc} , h_i , h_{psuc} , h_{ie} são as entalpias na saída da câmara de sucção, no interior do cilindro, no passador de sucção e no ambiente interno.

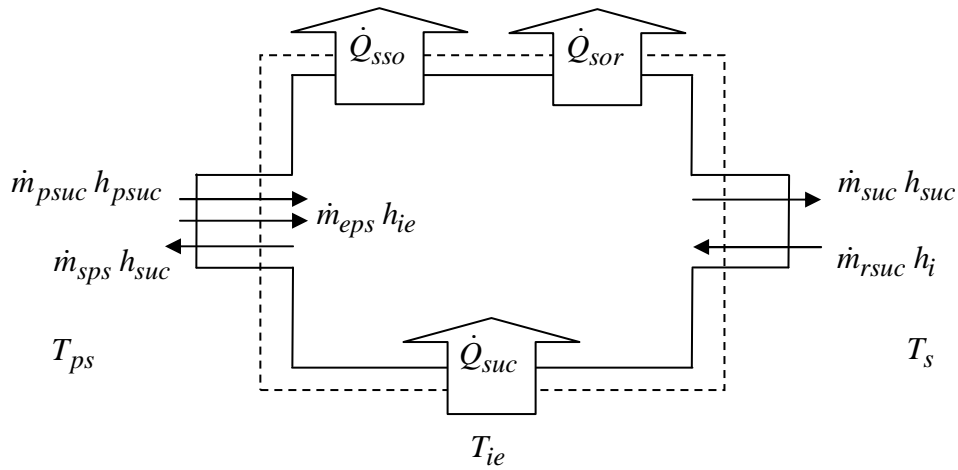


Figura 5.4: Balanço de energia na câmara de sucção.

O balanço de energia na câmara de compressão (Figura 5.5) considera a presença de vazamento e/ou refluxo de gás na folga pistão-cilindro. Tais efeitos foram desprezados no modelo térmico simplificado ao considerar que o óleo lubrificante conseguia vedar por completo a folga. Levando em conta os efeitos de vazamento e refluxo, numa condição mais realista, o balanço na câmara de compressão fica definido pela seguinte expressão:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_i = & \dot{W}_i + \dot{W}_m - \dot{Q}_{iso} - \dot{Q}_{ior} + \dot{m}_{suc} h_{suc} - \dot{m}_{des} h_i - \dot{m}_{rsuc} h_i \\ & + \dot{m}_{rdes} h_{des} - \dot{m}_{spc} h_{ie} + \dot{m}_{epc} h_i \end{aligned} \quad (5.31)$$

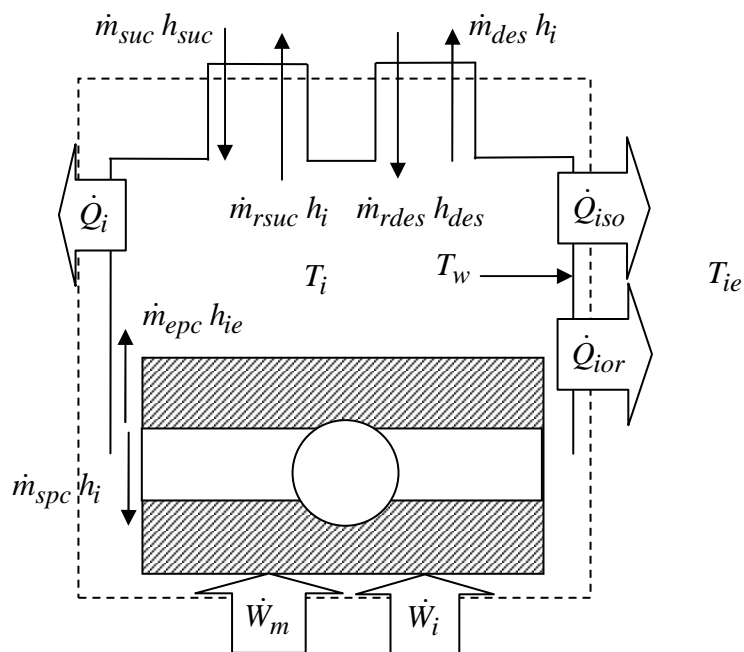


Figura 5.5: Balanço de energia na câmara de compressão.

onde o termo \dot{Q}_i representa o calor transferido desde as paredes da câmara de compressão para o gás do cilindro (equação 5.11), o termo \dot{Q}_{iso} representa o calor transferido desde as paredes da câmara de compressão para o sistema de bombeamento e alimentação de óleo e \dot{Q}_{ior} é o calor transferido desde as paredes da câmara de compressão para o filme de óleo que escoo por ela. As variáveis \dot{W}_i e \dot{W}_m representam a potência indicada e potência dissipada por atrito nos mancais e na folga pistão - cilindro. Os termos \dot{m}_{des} , \dot{m}_{rdes} , \dot{m}_{spc} , e \dot{m}_{epc} representam as vazões mássicas pela válvula de descarga, o refluxo proveniente da câmara de descarga, o refluxo desde o cilindro para o ambiente interno e o fluxo do ambiente interno para a câmara de compressão, respectivamente.

O balanço de energia na câmara de descarga (Figura 5.6) é definido pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{des} = \dot{m}_{des} h_i - \dot{m}_{rdes} h_{des} - \dot{m}_{vb} h_{des} - \dot{Q}_{dso} - \dot{Q}_{dor} \quad (5.32)$$

onde \dot{Q}_{des} é o calor transferido desde as paredes da câmara de descarga para o ambiente interno e é representado como:

$$\dot{Q}_{des} = \overline{UA}_{des} \left(\frac{T_i + T_{des}}{2} - T_{ie} \right) \quad (5.33)$$

onde \overline{UA}_{des} é a condutância térmica global entre a câmara de descarga e o ambiente interno, \dot{Q}_{dso} é calor transferido desde as paredes da câmara de descarga para o sistema de bombeamento e alimentação de óleo, \dot{Q}_{dor} é o calor transferido desde as paredes da câmara de descarga para o filme de óleo que escoo por ela.

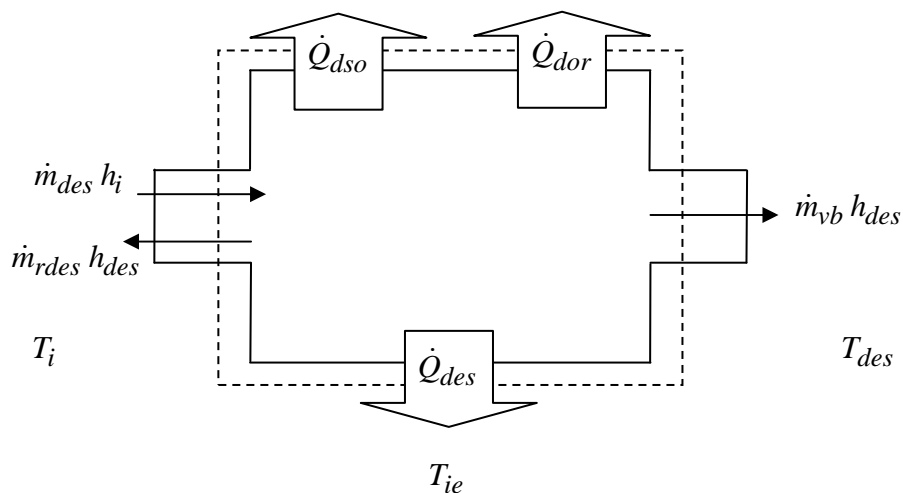


Figura 5.6: Balanço de energia na câmara de descarga.

O balanço de energia nos volumes do bloco (Figura 5.7) é definido pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{vb} = \dot{m}_{vb} h_{des} - \dot{m}_{vb} h_{vb} - \dot{Q}_{vso} - \dot{Q}_{vor} \quad (5.34)$$

onde \dot{Q}_{vb} representa o calor transferido dos volumes do bloco para o ambiente interno, sendo representado por:

$$\dot{Q}_{vb} = \overline{UA}_{vb} \left(\frac{T_{des} + T_{vb}}{2} - T_{ie} \right) \quad (5.35)$$

onde \overline{UA}_{vb} é a condutância térmica global entre os volume do bloco e o ambiente interno, \dot{Q}_{vso} é o calor transferido desde as paredes dos volumes do bloco para o sistema de bombeamento e alimentação de óleo, \dot{Q}_{vor} é o calor transferido desde as paredes dos volumes do bloco para o filme de óleo que escoa sobre ele e \dot{m}_{vb} representa a vazão mássica que ingressa nos volumes do bloco (que têm por função amortecer as pulsações de pressão no gás refrigerante que neles ingressam ao sair da câmara de descarga).

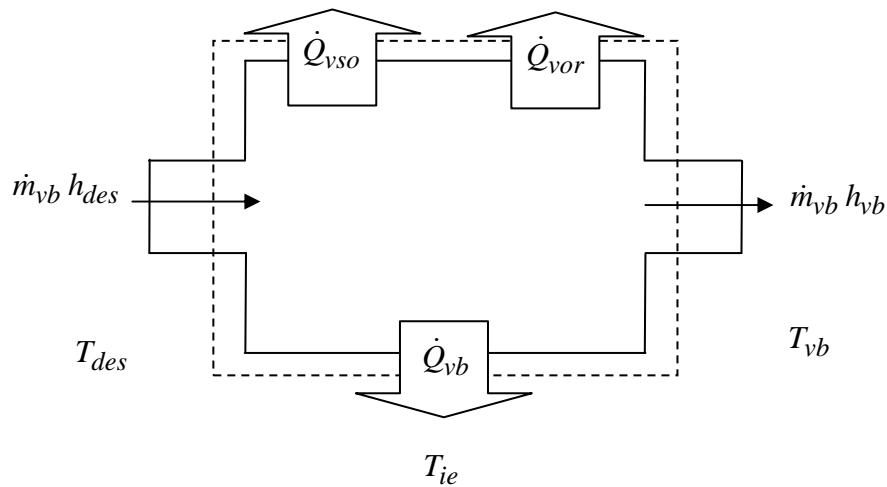


Figura 5.7: Balanço de energia nos volumes do bloco.

O balanço de energia na linha de descarga (Figura 5.8) é definido pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{ld} = \dot{m}_{vb} h_{vb} - \dot{m}_{vb} h_{ld} - \dot{Q}_{lso} - \dot{Q}_{lor} \quad (5.36)$$

onde \dot{Q}_{lso} é o calor transferido desde as paredes da linha de descarga para o sistema de bombeamento e alimentação de óleo, \dot{Q}_{lor} é o calor transferido desde as paredes da linha de

descarga para o filme de óleo que escoa por ela e \dot{Q}_{ld} representa o calor transferido da linha de descarga para o ambiente interno e pode ser representado como:

$$\dot{Q}_{ld} = \overline{UA}_{ld} \left(\frac{T_{vb} + T_{ld}}{2} - T_{ie} \right) \quad (5.37)$$

onde \overline{UA}_{ld} é a condutância térmica global entre a linha de descarga e o ambiente interno do compressor (gás refrigerante). Ao sair da linha de descarga, o gás entra no passador de descarga para logo ser descarregado em direção ao condensador.

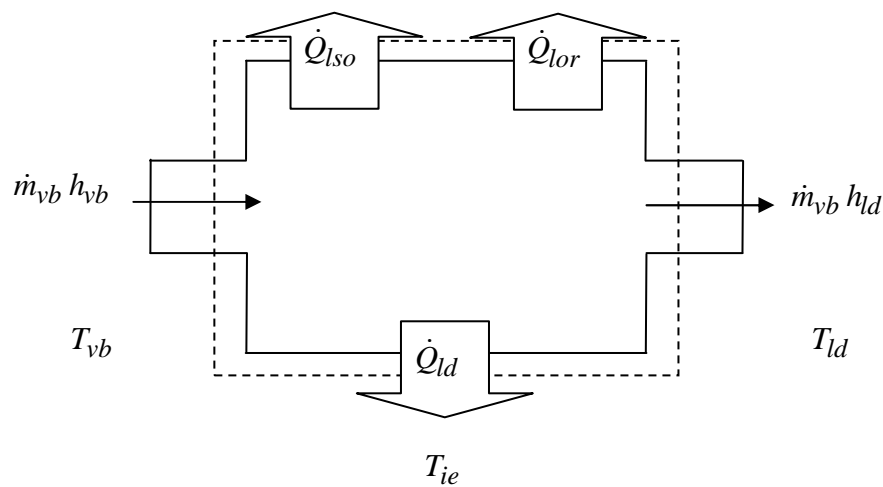


Figura 5.8: Balanço de energia na linha de descarga.

Um das maiores fontes de geração de calor no compressor é o motor elétrico, cuja eficiência elétrica é fortemente influenciada pelos efeitos de superaquecimento, correntes parasitas e histereses, Ussyk, 1984. A presença de maiores temperaturas no motor, não só gera efeitos negativos na eficiência deste, como também o efeito de superaquecimento no gás refrigerante que ingressa na câmara de compressão, originando a diminuição da capacidade de refrigeração e, por conseguinte um menor COP. Assim, a consideração do motor elétrico é de grande importância na análise térmica, conforme descrito por Fagotti *et al.* (1994). O balanço térmico sobre este componente é definido da seguinte forma (Figura 5.9):

$$\dot{Q}_m = \dot{W}_{ele} - \dot{W}_m - \dot{W}_i - \dot{Q}_{mso} - \dot{Q}_{mor} \quad (5.38)$$

onde \dot{W}_{ele} representa a potência consumida pelo motor elétrico, \dot{Q}_{mso} é o calor transferido desde as paredes do motor elétrico para o sistema de bombeamento e alimentação de óleo e \dot{Q}_{mor} é o calor transferido desde as paredes do motor elétrico para o filme de óleo que escoa sobre ele.

Um ponto interessante a se destacar, com relação ao balanço térmico no motor elétrico, refere-se à potência consumida pelo sistema de partida do compressor. No balanço da equação (5.38), ela não será levada em consideração dado que o estudo dedica-se à análise térmica do compressor somente quando este atinge a condição de regime permanente.

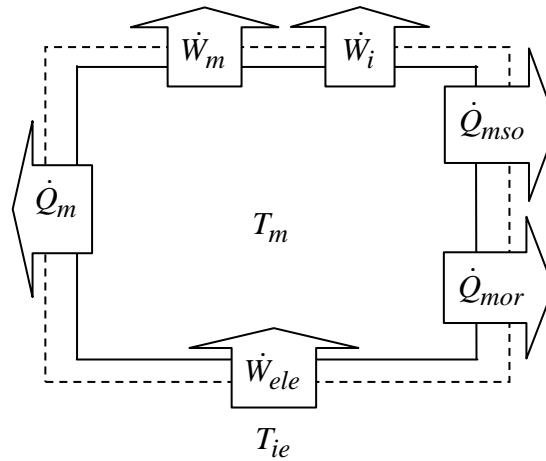


Figura 5.9: Balanço de energia no motor elétrico.

O acoplamento entre os modelos RECIP estendido e MTS (*Modelo Térmico Simplificado*), é realizado por meio das taxas de transferência de calor de cada componente para o sistema de bombeamento e alimentação de óleo e das taxas com as quais o calor é dissipado para cada componente pelo óleo de retorno que escoar sobre o kit. Este acoplamento permitirá estimar a real influência do óleo lubrificante na transferência de calor no compressor, uma vez que as temperaturas dos componentes serão calculadas ao final do processo, e não mais impostas como dados de entrada, como no modelo térmico simplificado.

Para implementar o acoplamento, efetua-se, primeiramente, um balanço energético no sistema de bombeamento e alimentação de óleo lubrificante. Neste balanço, considera-se que todos os componentes internos transferem uma mesma quantidade de calor ao sistema de bombeamento. Desta forma, o balanço de energia no sistema de bombeamento e alimentação de óleo fica definido como (Figura 5.10):

$$\dot{Q}_{cso} = \dot{m}_{or} c_{p_o} T_{ose} + \dot{m}_{oc} c_{p_o} T_{ose} - \dot{m}_{ob} c_{p_o} T_{oe} \tag{5.39}$$

onde \dot{m}_{or} , \dot{m}_{oc} , \dot{m}_{ob} representam as vazões mássicas de óleo que retorna ao cárter escoando pelos componentes, escoando pelas paredes internas da carcaça e a vazão total de óleo bombeada pelo sistema de alimentação. Os termos T_{oe} e T_{ose} são as temperaturas do óleo na entrada da bomba junto ao cárter e no topo do eixo junto à tampa do compressor,

respectivamente. O termo \dot{Q}_{cso} é a taxa de calor total transferida dos componentes internos do compressor ao sistema de bombeamento e alimentação de óleo, definida como:

$$\dot{Q}_{cso} = \dot{Q}_{sso} + \dot{Q}_{iso} + \dot{Q}_{dso} + \dot{Q}_{vso} + \dot{Q}_{lso} + \dot{Q}_{mso} \quad (5.40)$$

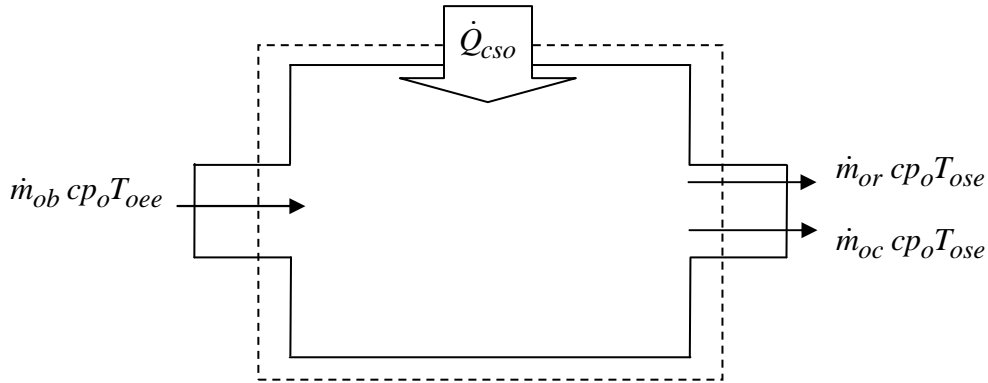


Figura 5.10: Balanço de energia no sistema de bombeamento e alimentação de óleo.

Conforme postulado no Capítulo 4, uma fração do óleo bombeado pelo sistema de alimentação é direcionada à parede da carcaça e sobre ela escoava antes de voltar ao cárter. A outra fração retorna ao fundo do compressor escoando sobre o kit, podendo transferir ou receber calor dos componentes.

Para a determinação desta última fração, realiza-se um balanço térmico no qual se assume que o óleo passando sobre o kit retira calor em igual porcentagem de cada um dos componentes. Além disso, considera-se que a temperatura de entrada do óleo no kit é igual à temperatura de saída do sistema de bombeamento e que a temperatura de saída do óleo do kit (e conseqüentemente de retorno ao cárter) é igual à do motor elétrico.

O balanço de energia no óleo que escoava sobre os componentes é então definido como:

$$\dot{Q}_{cor} = \dot{m}_{or} cp_o T_{or} - \dot{m}_{or} cp_o T_{ose} \quad (5.41)$$

onde \dot{Q}_{cor} é a taxa de calor total transferido dos componentes para a corrente de óleo escoando sobre eles, e pode ser definida também como (Figura 5.11):

$$\dot{Q}_{cor} = \dot{Q}_{sor} + \dot{Q}_{ior} + \dot{Q}_{dor} + \dot{Q}_{vor} + \dot{Q}_{lor} + \dot{Q}_{mor} \quad (5.42)$$

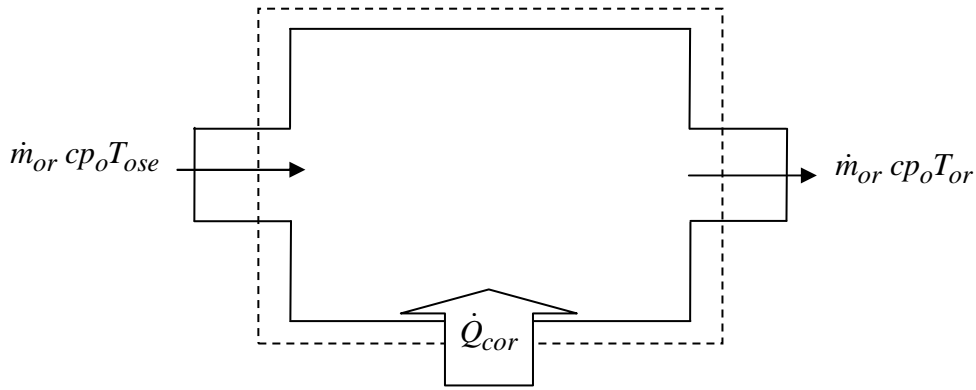


Figura 5.11: Balanço de energia no óleo que escoa sobre os componentes internos do compressor.

No Capítulo 4, foi definida a taxa de calor dissipada pelo kit para o ambiente interno do compressor por meio da equação (4.24). Com relação ao gás interno, se mantém a hipótese de que todo o calor liberado pelos componentes é absorvido pelo gás interno. Uma nova expressão para o calor liberado pelo *kit* é gerada, na qual se considera a interação térmica com o gás interno do compressor. Matematicamente, esta condição estabelece que:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ie} = & \dot{W}_{ele} + \dot{m}_{psuc} h_{psuc} - \dot{m}_{vb} h_{ld} + \dot{m}_{eps} h_{ie} - \dot{m}_{sps} h_{suc} \\ & + \dot{m}_{epc} h_{ie} - \dot{m}_{spc} h_i + \dot{m}_{ob} cp_o (T_{oee} - T_{ose}) + \dot{m}_{or} cp_o (T_{ose} - T_{or}) \end{aligned} \quad (5.43)$$

Para simplificar o entendimento da equação (5.43), apresenta-se a Figura 5.12, na qual são mostradas as distintas interações térmicas que acontecem nos componentes internos do compressor.

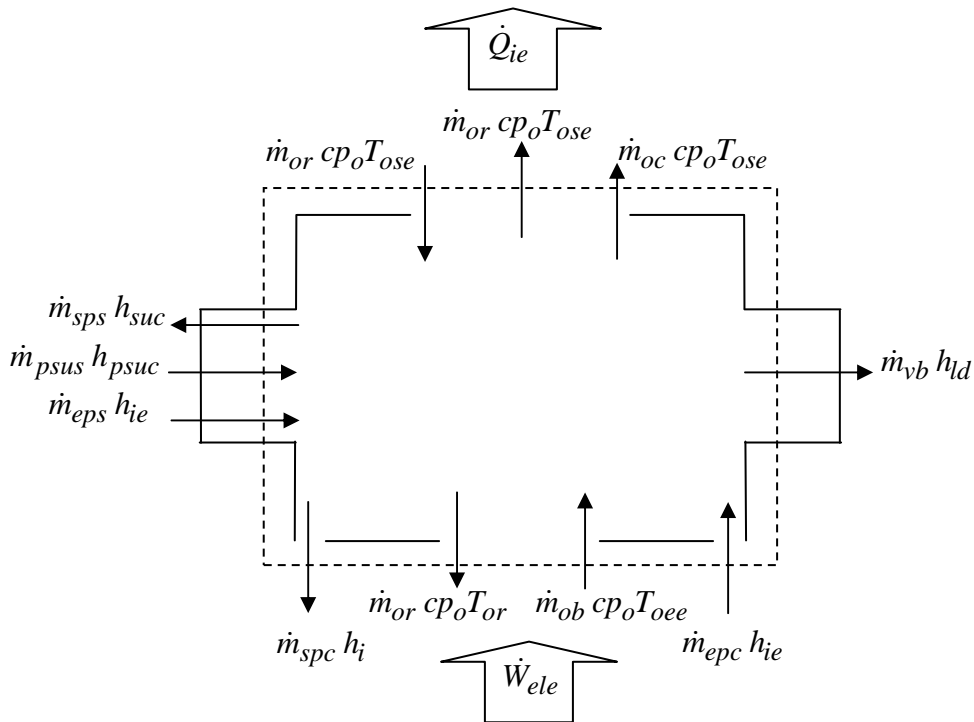


Figura 5.12: Balanço de energia nos componentes internos do compressor.

Na expressão geral para o calor liberado pelos componentes internos do compressor (equação 5.43), o termo \dot{Q}_{ie} representa a taxa de calor absorvida pelo gás interno desde os componentes internos e que será dissipado sobre o filme de óleo da carcaça do compressor. Em função de uma condutância térmica global para a transferência de calor entre o gás interno e o filme de óleo, este termo é modelado por:

$$\dot{Q}_{ie} = \overline{UA}_{ie} (T_{ie} - \overline{T}_o) \quad (5.44)$$

onde \overline{UA}_{ie} é a condutância térmica global entre o ambiente interno e o filme de óleo escoando nas paredes internas da carcaça do compressor, e \overline{T}_o representa a temperatura média do óleo escoando junto à carcaça do compressor, a qual é determinada através do Modelo Térmico Simplificado.

O balanço de energia sobre o filme de óleo que escoo pela carcaça do compressor é definido pela equação (4.26), com exceção do termo relacionado ao calor proveniente do gás, que foi redefinido na equação (5.43). Assim, esse balanço de energia é definido por:

$$\dot{Q}_{oh} = \dot{Q}_{ie} + \dot{m}_{ob} cp_o (T_{ose} - T_{oe}) + \dot{m}_{or} cp_o (T_{or} - T_{ose}) \quad (5.45)$$

onde \dot{Q}_{oh} representa a taxa de calor dissipada pelo filme de óleo para a carcaça do compressor, definida por:

$$\dot{Q}_{oh} = \overline{UA}_{oh} (\overline{T}_o - \overline{T}_h) \quad (5.46)$$

onde \overline{UA}_{oh} é a condutância térmica global entre o filme de óleo e as paredes internas da carcaça do compressor, \overline{T}_h representa a temperatura média das paredes da carcaça e também é determinada através do Modelo Térmico Simplificado.

Admite-se que todo o calor que entra na carcaça proveniente do filme de óleo que escoo sobre a face interna da carcaça deve ser dissipado para o ambiente externo. Portanto, o balanço de energia na carcaça do compressor pode ser definido da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{ee} = \dot{Q}_{oh} \quad (5.47)$$

Para determinar o calor dissipado da face externa da carcaça para o ambiente externo, utiliza-se um balanço de energia global em todo o compressor (Figura 5.13), o qual é definido pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{ee} = \dot{W}_{ele} + \dot{m}_{psuc} h_{psuc} - \dot{m}_{vb} h_{ld} \quad (5.48)$$

onde \dot{Q}_{ee} representa o calor dissipado da carcaça do compressor para o ambiente externo, representado como:

$$\dot{Q}_{ee} = \overline{UA}_{ee} (\overline{T}_h - T_{ee}) \quad (5.49)$$

onde T_{ee} representa a temperatura do ambiente externo.

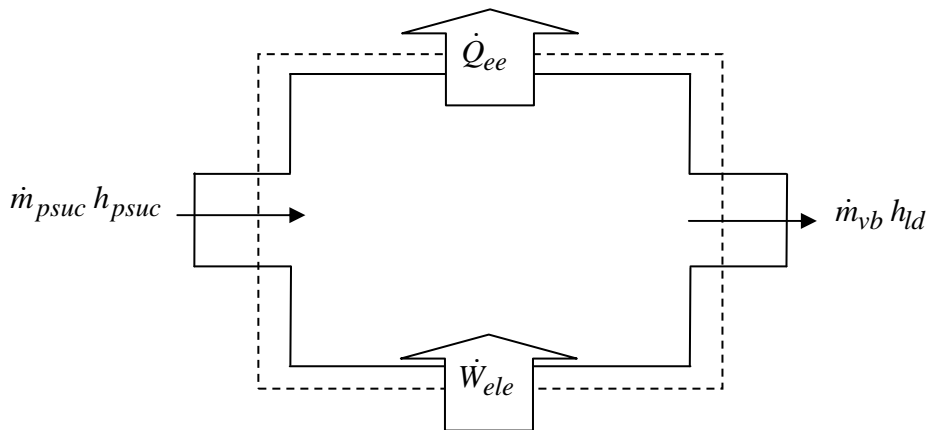


Figura 5.13: Balanço de energia no compressor.

Combinando os balanços de energia nos distintos volumes de controle apresentadas na Tabela 5.1 em um sistema de equações, é possível determinar as temperaturas dos distintos componentes do compressor. Estas equações são não lineares devido à dependência da entalpia específica com as temperaturas, sendo resolvidas em forma acoplada através de um procedimento iterativo.

As vazões mássicas necessárias nos balanços de energia são obtidas a partir das equações (5.24) e (5.28), e as temperaturas médias nos domínios óleo e carcaça são obtidas através da integração volumétrica dos perfis de temperaturas obtidos com o Modelo Térmico Simplificado.

A determinação dos coeficientes globais de transferência de calor nos distintos componentes é estimada a partir de dados experimentais de temperaturas medidas em diversas partes do compressor para uma condição de operação de referência (Fagotti *et al.*, 1994). Os coeficientes de transferência de calor, no caso dos domínios calculados utilizando o modelo térmico simplificado, serão determinados a partir das equações (4.28) à (4.31), que contemplam os balanços térmicos das equações (5.43), (5.45) e (5.48).

Tabela 5.1 – Balanços de energia nos distintos volumes de controle do compressor

Volume de Controle	Balanço de Energia	Equação
Câmara de Sucção	$\dot{Q}_{suc} = \dot{Q}_{sso} + \dot{Q}_{sor} + \dot{m}_{suc} h_{suc} - \dot{m}_{rsuc} h_i - \dot{m}_{psuc} h_{psuc} - \dot{m}_{eps} h_{ie} + \dot{m}_{sps} h_{suc}$	(5.29)
Câmara de Compressão	$\dot{Q}_i = \dot{W}_i + \dot{W}_m + \dot{m}_{suc} h_{suc} - \dot{m}_{des} h_i - \dot{m}_{rsuc} h_i + \dot{m}_{rdes} h_{des} - \dot{m}_{spc} h_{ie} + \dot{m}_{epc} h_i - \dot{Q}_{iso} - \dot{Q}_{ior}$	(5.31)
Câmara de Descarga	$\dot{Q}_{des} = \dot{m}_{des} h_i - \dot{m}_{rdes} h_{des} - \dot{m}_{vb} h_{des} - \dot{Q}_{dso} - \dot{Q}_{dor}$	(5.32)
Volumes do Bloco	$\dot{Q}_{vb} = \dot{m}_{vb} h_{des} - \dot{m}_{vb} h_{vb} - \dot{Q}_{vso} - \dot{Q}_{vor}$	(5.34)
Linha de Descarga	$\dot{Q}_{ld} = \dot{m}_{vb} h_{vb} - \dot{m}_{vb} h_{ld} - \dot{Q}_{lso} - \dot{Q}_{lor}$	(5.36)
Motor Elétrico	$\dot{Q}_m = \dot{W}_{ele} - \dot{W}_m - \dot{W}_i - \dot{Q}_{mso} - \dot{Q}_{mor}$	(5.38)
Sistema de alimentação	$\dot{Q}_{cso} = \dot{m}_{or} cp_o T_{ose} + \dot{m}_{oc} cp_o T_{ose} - \dot{m}_{ob} cp_o T_{oe}$	(5.39)
Óleo escoando pelo kit	$\dot{Q}_{cor} = \dot{m}_{or} cp_o T_{or} - \dot{m}_{or} cp_o T_{ose}$	(5.41)
Gás Interno	$\dot{Q}_{ie} = \dot{W}_{ele} + \dot{m}_{psuc} h_{psuc} - \dot{m}_{vb} h_{ld} + \dot{m}_{eps} h_{ie} - \dot{m}_{sps} h_{suc} + \dot{m}_{epc} h_{ie} - \dot{m}_{spc} h_i + \dot{m}_{ob} cp_o (T_{oe} - T_{ose}) + \dot{m}_{or} cp_o (T_{ose} - T_{or})$	(5.43)
Óleo escoando na carcaça	$\dot{Q}_{oh} = \dot{Q}_{ie} + \dot{m}_{ob} cp_o (T_{ose} - T_{oe}) + \dot{m}_{or} cp_o (T_{or} - T_{ose})$	(5.45)
Carcaça	$\dot{Q}_{ee} = \dot{W}_{ele} + \dot{m}_{psuc} h_{psuc} - \dot{m}_{vb} h_{ld}$	(5.48)

5.2.7 Metodologia de Solução:

O procedimento de simulação do compressor pode ser dividido nas seguintes etapas:

- (i) Leitura dos dados do compressor e condições de operação.
- (ii) Solução transiente da compressão do refrigerante no cilindro.
- (iii) Cálculo das temperaturas médias do óleo e da carcaça utilizando o Modelo Térmico Simplificado (MTS);
- (iv) Caso um perfil experimental de temperaturas para diferentes pontos do compressor esteja disponível, o modelo global pode ser resolvido para fornecer as condutâncias térmicas globais entre regiões ou componentes distintos (módulo de balanço térmico). Caso um mapeamento de diversos valores de condutância térmica para regiões e componentes distintos esteja disponível, o modelo global pode ser resolvido para fornecer a distribuição das temperaturas em regime permanente para os diversos componentes do compressor (módulo de simulação térmica).
- (v) Cálculo dos parâmetros de eficiência do compressor.

Inicialmente, o programa de simulação faz a leitura dos dados com as informações relativas à geometria do compressor, características dos sistemas de sucção e descarga, temperaturas experimentais, propriedades do refrigerante e do óleo, condições de operação do sistema, a vazão total bombeada pelo sistema de alimentação, a fração da vazão total de óleo que escoia sobre as paredes da carcaça e parâmetros de simulação.

Na seqüência, o programa envia as informações de temperaturas experimentais do motor elétrico e do ambiente interno, propriedades do refrigerante e do óleo lubrificante, vazão total de óleo bombeado no sistema de alimentação, fração de óleo da carcaça e parâmetros de simulação para o MTS. Com estas informações, o MTS calcula, por meio da integração numérica das equações diferenciais, a variação espacial da temperatura do óleo e das paredes do compressor. Depois, se determinam os valores médios de temperaturas em ambos os domínios (filme e carcaça), juntamente com os coeficientes globais de transferência de calor nas interfaces gás-óleo, óleo-carcaça e carcaça-ambiente externo.

Versões anteriores do modelo térmico aqui apresentado desconsideravam a presença de óleo lubrificante no sistema. Desta forma, as equações de balanço térmico mostradas na Tabela 5.1 são, de certa forma, originais por conterem os termos de transferência de calor

entre os componentes e o óleo no sistema de bombeamento e o óleo escoando sobre o kit e os componentes internos. Com este modelo acoplado ao MTS, observou-se que a presença do óleo e de sua circulação tem uma forte influência na dinâmica térmica do compressor.

Para efetuar a simulação térmica do compressor, ou seja, calcular o seu perfil de temperaturas para uma dada condição de operação, precisam-se das condutâncias térmicas globais a serem inseridas nas equações apresentadas na Tabela 5.1. Estes coeficientes são estimados a partir das mesmas equações que seriam resolvidas para se determinar o campo de temperaturas. A única diferença é que para determinar as condutâncias, é preciso entrar com um perfil térmico experimental e, assim, calibrar seus valores (módulo de balanço térmico). Tal procedimento é efetuado antes de se realizar a simulação térmica do compressor.

A simulação térmica do compressor tem por objetivo analisar termicamente um compressor em condições de operação geralmente diferentes daquelas testadas experimentalmente, para a qual os valores das capacitâncias foram calibrados. Esta simulação é geralmente utilizada para avaliar efeitos de modificações de parâmetros construtivos ou de operação do compressor, as quais ficariam bastante onerosas para verificação em protótipos. Uma hipótese intrínseca ao presente procedimento é que os coeficientes globais são independentes da condição de operação, o que nem sempre é verdadeiro. Assim, a simulação térmica do compressor calcula um novo campo de temperatura nos componentes internos e regiões do compressor, que será considerado no cálculo transiente da câmara de compressão, resultando em um novo desempenho do compressor.

A simulação do transiente da câmara de compressão começa com o pistão no ponto morte inferior (PMI), na condição da temperatura média entre o passador e a sucção, e a pressão, p_s , do gás na sucção. Após, estabelecida as condições iniciais, através do incremento do $\Delta\theta$ de 0,001 radianos no eixo de manivela, inicia-se o processo de cálculo para o interior do cilindro.

Com as características do mecanismo biela-manivela e com a nova posição angular θ , calcula-se, através da equação (5.3), o volume da câmara de compressão. Determinado este valor e a massa do refrigerante no interior do cilindro, tem-se o volume específico do gás. Pela correlação proposta por Annand (1963), estima-se a transferência de calor do gás refrigerante para as paredes da câmara de compressão. Com esta informação e fazendo uso da primeira lei da termodinâmica aplicada ao volume de controle, equação (5.17), se determina a nova temperatura do refrigerante.

Na seqüência, é calculada a dinâmica das válvulas, possibilitando a determinação das vazões mássicas passando pelas fronteiras e o balanço de massa de refrigerante no cilindro.

As informações das variáveis de interesse são armazenadas para a nova posição angular θ . Ao final de uma revolução do eixo da manivela, inicia-se um novo ciclo até satisfazer a convergência que é dada por um número fixo de N ciclos para as variáveis da temperatura, pressão e fluxo de massa. No último ciclo, a cada ângulo, efetua-se a integração das variáveis de interesse, como por exemplo o trabalho de compressão e a vazão através das válvulas. Além disso, são armazenadas em arquivos as variáveis de processo.

Após a convergência dos ciclos, as equações do modelo térmico são resolvidas por um método de Newton-Raphson multidimensional com o objetivo de determinar o novo perfil de temperaturas do compressor. Se a variação observada nos valores das temperaturas for maior que a tolerância definida, simulam-se novamente N ciclos, até que a convergência térmica seja atingida.

Obtida a convergência térmica, comparam-se os novos valores das temperaturas dos componentes com os valores arbitrados no início da simulação térmica. Se a variação observada nos valores das temperaturas dos componentes for maior do que uma tolerância definida, armazenam-se os últimos valores obtidos como condições iniciais e realiza-se novamente a simulação térmica, até que a convergência seja atingida.

Com relação ao comentado anteriormente, a formulação integral adotada pelo RECIP considera o ciclo de compressão na condição transiente, porém sem variações espaciais das propriedades. Para a solução transiente do ciclo de compressão, modelado por equações diferenciais ordinárias, o programa RECIP utiliza a metodologia numérica de Euler explícita no tempo.

Após obtenção da convergência térmica e do MTS, realiza-se a execução do módulo do balanço térmico, no qual são determinados e armazenados em arquivos de saída os parâmetros de eficiência. Desta forma conclui-se a simulação dinâmica e térmica do compressor.

Na Figura 5.14 é apresentado o fluxograma do programa de simulação do compressor acoplado ao Modelo Térmico Simplificado.

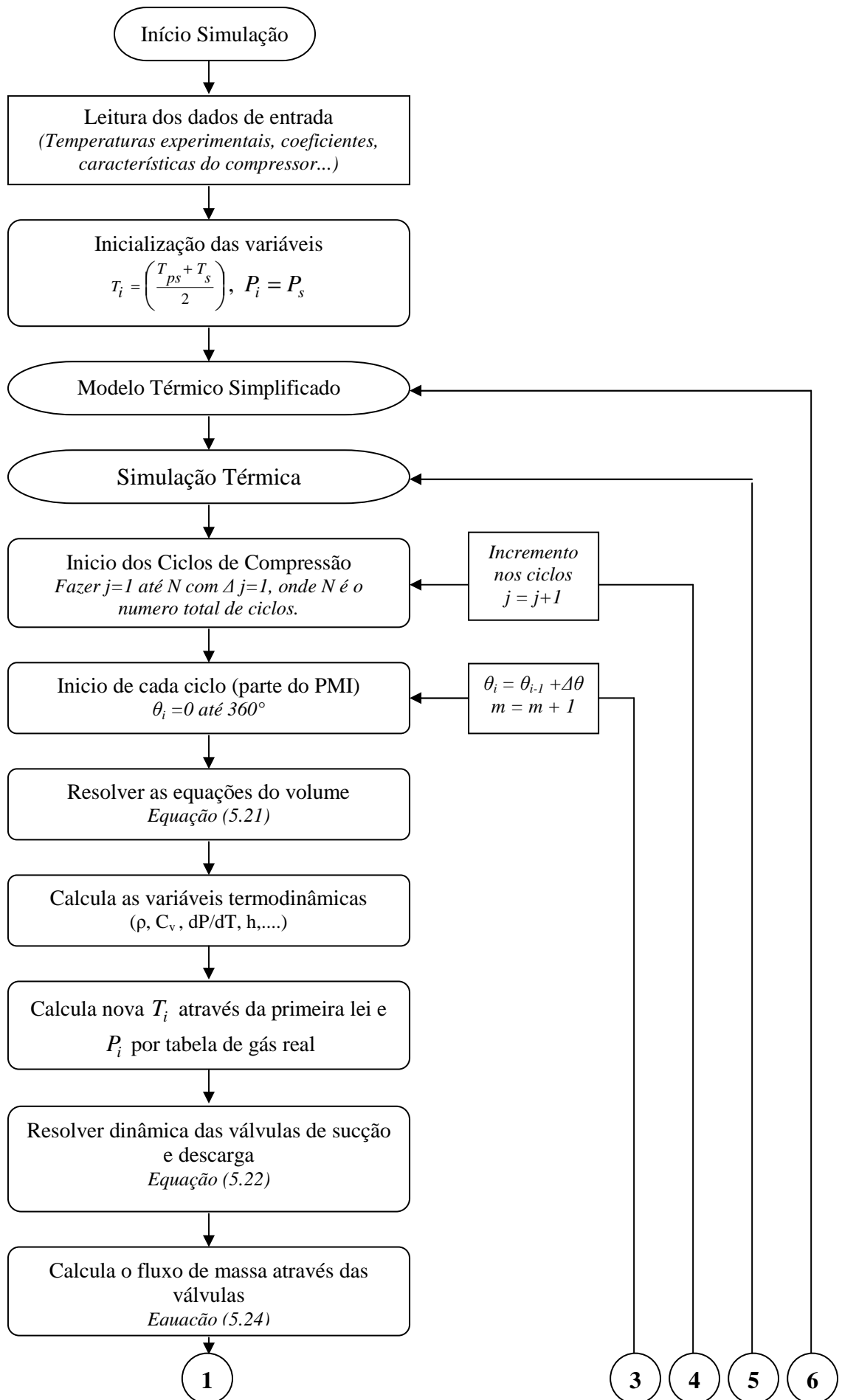


Figura 5.14 – (Continuação)

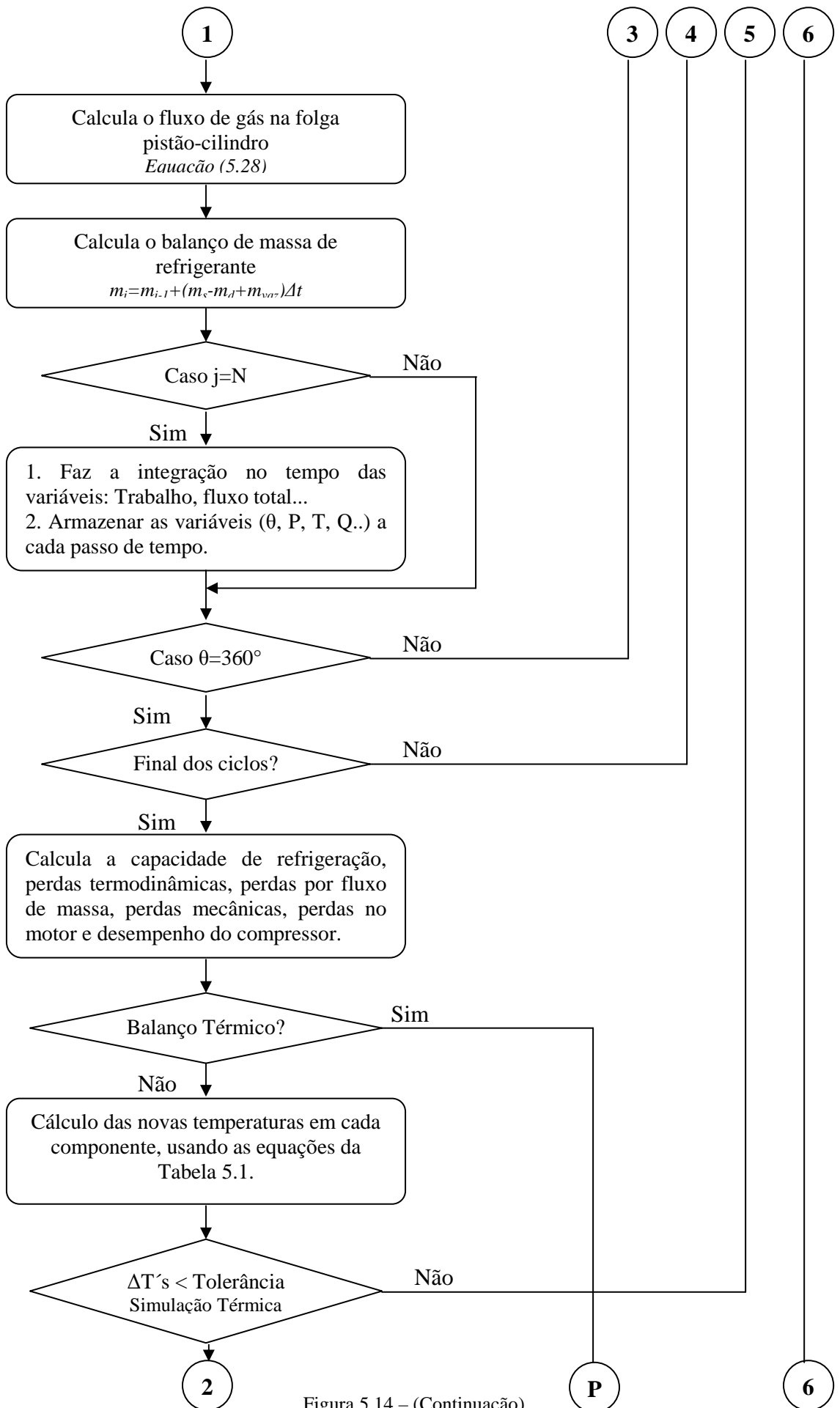


Figura 5.14 – (Continuação)

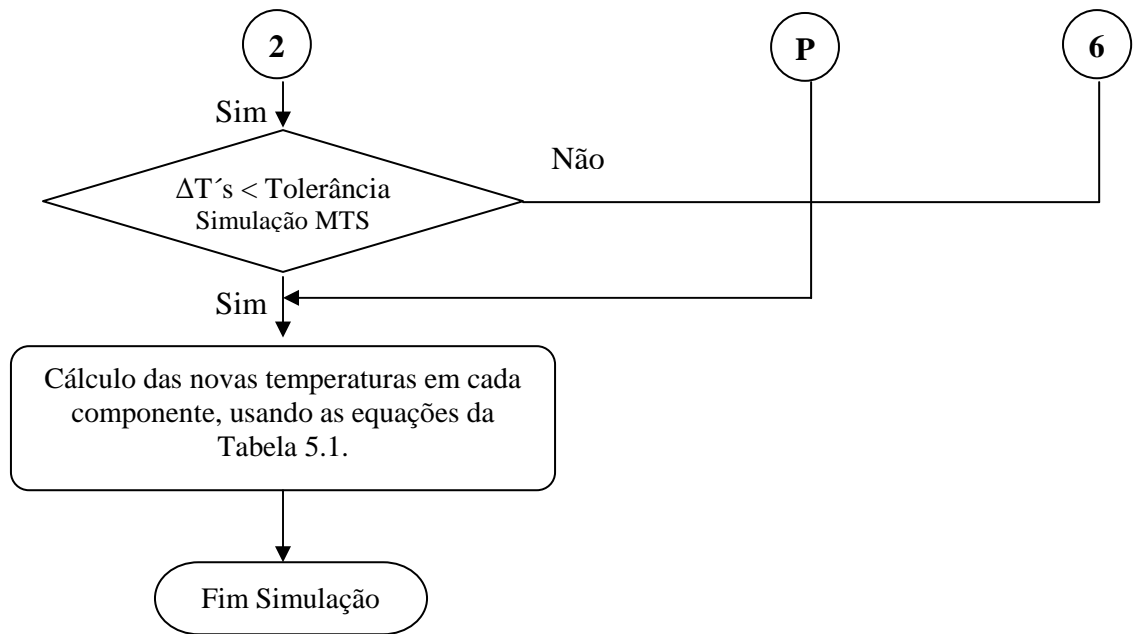


Figura 5.14 – Fluxograma de funcionamento do Modelo Térmico Global.

O funcionamento detalhado do Modelo Térmico Simplificado (MTS) foi apresentado no Capítulo 4, juntamente com o fluxograma de funcionamento do modelo. Cabe lembrar que, para o funcionamento do MTS em forma acoplada ao RECIP estendido, é necessário o fornecimento contínuo, por parte do RECIP, das temperaturas do gás no ambiente interno e do motor elétrico do compressor, dos fluxos de calor nas interfaces gás refrigerante – óleo e carcaça – ambiente externo. Conhecidos estes valores, é possível determinar as variações espaciais das temperaturas no óleo e na carcaça do compressor e, também, as temperaturas de entrada e saída do óleo no sistema de bombeamento e alimentação. Portanto, estes parâmetros são os responsáveis pelo acoplamento entre o RECIP estendido e o Modelo Térmico Simplificado.

Somente mediante o acoplamento entre esses modelos será possível estimar a real influência do óleo lubrificante na transferência de calor dos componentes internos do compressor e de seu efeito nas paredes da carcaça. A seguir, são apresentados os resultados das simulações realizadas para a validação do modelo RECIP-MTS, onde serão comparadas as temperaturas experimentais e os resultados numéricos para os distintos componentes e posições na carcaça do compressor.

5.3 – Validação do Modelo

Nesta seção são apresentados os resultados numéricos dos campos de temperatura e as diversas validações realizadas sobre o compressor hermético alternativo empregando o modelo RECIP-MTS.

5.3.1 Considerações Iniciais:

Para a realização das simulações de validação do modelo RECIP-MTS foi necessário adotar algumas hipóteses e simplificações.

- (i) A fração do fluxo de óleo que escoar pela carcaça do compressor é 60% da vazão total de óleo bombeada pelo sistema de alimentação, conforme determinado no capítulo anterior;
- (ii) A temperatura de retorno ao volume do óleo do cárter da fração de óleo que escoar sobre os componentes internos é considerada igual à temperatura do motor elétrico;
- (iii) A geometria simplificada da carcaça é a de um cilindro de raio médio conhecido, com a presença do flange (Figura 4.16);
- (iv) Assume-se simetria térmica no compressor, com os pontos de comparação representativos das paredes da carcaça definidos na Tabela 4.1.
- (v) O critério de convergência para a Simulação Térmica e para o Modelo Térmico Simplificado estipula que o erro percentual entre duas iterações consecutivas das variáveis T_j , onde j representa os distintos componentes do compressor, seja menor que 10^{-5} , figura 5.14.
- (vi) Os coeficientes de transferência de calor nos distintos componentes do compressor são determinados em função de campos de temperaturas obtidos experimentalmente. Processo este que deve ser realizado antes da Simulação Térmica.

A seguir, são apresentados os resultados numéricos das simulações realizadas num compressor hermético alternativo funcionando em duas condições distintas de operação.

5.3.2 Resultados:

O modelo acoplado RECIP-MTS é utilizado para determinar a variação espacial das temperaturas do compressor modelo EGZ90H, fabricado pela EMBRACO. Para a validação, são utilizados os resultados experimentais apresentados no Capítulo 3 para as condições de operação $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ e $-10,0^{\circ}\text{C}/70,0^{\circ}\text{C}$ onde a vazão de óleo bombeada é de 250 ml/min, dado fornecido pela empresa.

As Tabelas 5.2 e 5.3 apresentam, respectivamente, comparações entre valores experimentais e numéricos de temperaturas nos distintos componentes do compressor e entre valores experimentais e numéricos de temperaturas em pontos da carcaça do compressor para a condição de $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$. Da mesma forma, as Tabelas 5.4 e 5.5 apresentam comparações para a condição de $-10,0^{\circ}\text{C}/70,0^{\circ}\text{C}$. Cabe lembrar que para ambas as condições, os coeficientes de transferência de calor de cada componente foram determinados fazendo uso do módulo *Balanço térmico* do RECIP utilizando os dados de temperaturas experimentais obtidos no Capítulo 3. De um modo geral, observa-se que para ambas as condições de operação, os perfis de temperatura nos componentes internos, bem como na carcaça do compressor, apresentam boa concordância com relação aos dados experimentais.

Com relação aos perfis de temperatura na carcaça do compressor, resultados sensivelmente melhores são obtidos ao se utilizar o modelo RECIP-MTS considerando a presença do flange na carcaça. Uma melhora também foi observada na predição das temperaturas dos componentes.

Tabela 5.2 – Temperaturas dos componentes internos na condição de operação $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ com e sem na carcaça do compressor, Modelo RECIP-MTS, (resultados em $^{\circ}\text{C}$)

Temperaturas [$^{\circ}\text{C}$]	Média Exp. (A)	Com Flange (B)	Sem Flange (C)	Diferença (A) - (B)	Diferença (A) - (C)
Câmara Sucção (T_{sc})	50,6	50,7	50,6	-0,1	0,0
Parede Cilindro (T_w)	98,3	98,0	97,9	0,3	0,4
Câmara Descarga (T_{dc})	133,2	133,2	132,1	0,0	0,1
Volumes Bloco (T_{db})	94,4	94,4	94,3	-0,0	0,1
Linha Descarga (T_{ld})	84,2	84,3	84,2	-0,1	0,0
Motor Elétrico (T_m)	92,3	92,3	92,3	0,0	0,1
Amb. Interno (T_{ie})	81,3	81,3	81,3	0,0	0,0
Óleo Cáster (T_{oc})	73,9	73,9	74,1	0,0	-0,2

Tabela 5.3 – Temperatura da carcaça para a condição $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$
com e sem flange na carcaça do compressor, Modelo RECIP-MTS, (resultados em $^{\circ}\text{C}$)

Pontos	Temp. Média Exp. (A)	Temp. Com Flange (B)	Temp. Sem Flange (C)	Diferença (A) - (B)	Diferença (A) - (C)
A	73,4	73,4	73,0	0,0	0,4
B	73,3	72,6	72,4	0,6	0,8
C	65,9	66,2	68,7	-0,3	-2,8
D	66,7	66,6	66,5	0,1	0,2
E	69,4	68,8	67,7	0,5	1,7
F	70,2	69,4	68,2	0,8	2,0

Tabela 5.4 – Temperaturas dos componentes internos na condição de operação $-10,0^{\circ}\text{C}/70,0^{\circ}\text{C}$
com e sem flange na carcaça do compressor, Modelo RECIP-MTS, (resultados em $^{\circ}\text{C}$)

Temperaturas [$^{\circ}\text{C}$]	Média Exp. (A)	Com Flange (B)	Sem Flange (C)	Diferença (A) - (B)	Diferença (A) - (C)
Câmara Sucção (T_{sc})	50,9	50,9	50,8	0,0	0,1
Parede Cilindro (T_w)	106,9	106,4	106,1	0,5	0,8
Câmara Descarga (T_{dc})	140,3	140,1	140,0	0,2	0,3
Volumes Bloco (T_{db})	112,4	112,3	112,2	0,1	0,2
Linha Descarga (T_{ld})	96,2	96,2	96,1	0,0	0,1
Motor Elétrico (T_m)	108,4	108,3	108,2	0,0	0,1
Amb. Interno (T_{ie})	94,3	94,3	94,2	0,0	0,1
Óleo Cártter (T_{oc})	85,7	85,7	85,6	0,0	0,1

Tabela 5.5 – Temperatura da carcaça para a condição $-10,0^{\circ}\text{C}/70,0^{\circ}\text{C}$
com e sem flange na carcaça do compressor, Modelo RECIP-MTS, (resultados em $^{\circ}\text{C}$)

Pontos	Temp. Média Exp. (A)	Temp. Com Flange (B)	Temp. Sem Flange (C)	Diferença (A) - (B)	Diferença (A) - (C)
A	85,3	86,2	85,5	-1,0	-0,3
B	84,9	85,2	84,7	-0,4	0,1
C	76,1	76,5	79,6	-0,4	-3,5
D	77,3	77,1	77,0	0,3	0,3
E	80,0	80,4	78,9	-0,4	1,0
F	80,7	81,2	79,7	-0,4	1,1

5.4 – Síntese

Neste capítulo, foi descrito passo a passo o funcionamento do programa RECIP e seu acoplamento ao Modelo Térmico Simplificado (MTS). O acoplamento de ambos os programas permite analisar de forma mais completa a influência do óleo na transferência de calor no compressor.

O modelo foi validado com resultados experimentais obtidos para o compressor hermético alternativo modelo EGZ90H da EMBRACO, trabalhando em duas condições de operação ($-23,3^{\circ}\text{C}/54,5^{\circ}\text{C}$ e $-10,0^{\circ}\text{C}/70,0^{\circ}\text{C}$). Boa concordância foi observada entre o modelo e valores médios de temperaturas experimentais.

No próximo capítulo, o modelo RECIP-MTS será avaliado em condições de operação distintas das utilizadas na validação. A primeira variação na condição de operação tem por objetivo avaliar a vazão de óleo bombeada e seus efeitos nos parâmetros de eficiência do compressor. A segunda análise tem como foco principal a investigação da influência da espessura do filme de óleo nas paredes da carcaça e seu efeito sobre as temperaturas dos componentes internos e parâmetros termodinâmicos, mecânicos e elétricos do compressor. Por último será avaliada a influência do coeficiente de transferência de calor na face externa do compressor. Para tal, será realizada uma análise de sensibilidade deste parâmetro.

Resultados e Discussões

6.1 – Introdução

Na refrigeração por compressão mecânica de vapor, o compressor é considerado o coração do sistema, e seu funcionamento se resume basicamente à admissão de uma quantidade de gás, a qual é comprimida através da diminuição de seu volume no interior do cilindro até atingir a pressão desejada na linha de descarga. Todo este processo envolve vários parâmetros e fenômenos que definem o bom funcionamento do sistema.

No Capítulo 3, foram apresentados resultados para distintos ensaios experimentais realizados num compressor hermético alternativo, observando como variações nas condições de operação influenciam os campos de temperaturas dos componentes internos e na carcaça do compressor.

Em função desses resultados, no Capítulo 4, foi elaborado um modelo térmico simplificado capaz de prever, para um campo de temperatura interna conhecida, as variações espaciais das temperaturas do óleo e das paredes da carcaça do compressor. Embora o modelo tenha apresentado boa concordância com os resultados experimentais, este apresentou limitações com relação ao tratamento das temperaturas dos componentes internos do compressor, as quais deveriam ser conhecidas previamente para a execução do modelo.

Na seqüência, no Capítulo 5, com a intenção de obter um modelo mais abrangente e capaz de prever também as variações no campo de temperaturas internos do compressor em função de uma condição de operação, elaborou-se uma metodologia de acoplamento entre uma versão estendida do programa RECIP, elaborada em conjunto com a EMBRACO, e o Modelo Térmico Simplificado (MTS), proposto pela primeira vez no presente trabalho. O acoplamento entre ambos os programas, RECIP-MTS, apresentou bons resultados na determinação das temperaturas dos componentes internos e dos domínios óleo e carcaça, quando estes foram comparados aos valores experimentais para duas condições de operação.

O presente capítulo se enfoca na apresentação e discussão dos principais resultados obtidos fazendo uso do programa RECIP-MTS. Por fim, com base nos resultados apresentados, irá se avaliar a influência do óleo lubrificante na transferência de calor do compressor.

6.2 – Análise Térmica do Compressor

Nesta seção, são apresentados e discutidos os principais resultados das simulações realizadas com o modelo RECIP-MTS aplicado ao compressor hermético alternativo modelo EGZ90H da EMBRACO.

Inicialmente, é analisada a influência da vazão total de óleo bombeada pelo sistema de alimentação na transferência de calor no compressor. O objetivo deste estudo é obter um entendimento mais profundo dos fenômenos térmicos que ocorrem no compressor quando a espessura do filme de óleo que escoava tanto pela carcaça como sobre os componentes varia. A influência destes parâmetros é discutida a partir dos resultados de validação do modelo e de parâmetros de eficiência do compressor como, por exemplo, a potência indicada, a potência efetiva, a potência consumida e a capacidade de refrigeração.

Após essa análise, efetua-se um segundo estudo enfocando-se na influência da presença de um filme de óleo escoando pela carcaça sobre os campos de temperatura dos componentes internos. Para tal efeito, o modelo simula a interrupção do envio do óleo para a parede interna da carcaça do compressor. Os campos de temperatura obtidos nessa configuração são comparados aos do funcionamento normal do sistema, ou seja, com óleo escoando sobre a carcaça.

A análise final aborda o efeito do resfriamento externo da carcaça do compressor (convecção forçada), e sua influência nos parâmetros termodinâmicos, mecânicos e elétricos do compressor. Para conseguir este objetivo, realiza-se uma análise de sensibilidade do coeficiente de transferência de calor entre a carcaça do compressor e o ambiente externo e suas alterações nos parâmetros de eficiência.

6.2.1. Influência da Vazão de Óleo Bombeado:

O modelo RECIP-MTS considerou até o presente momento o valor nominal da vazão total de óleo bombeada obtido experimentalmente na EMBRACO (250 ml/min). Para avaliar o efeito da vazão total de óleo bombeada sobre os diversos parâmetros de temperatura, energéticos e de eficiência, consideram-se variações de $\pm 20\%$ sobre este valor de vazão de referência, mantendo fixa a fração da vazão de óleo total enviada à carcaça do compressor em 60%, valor determinado a partir do MTS e de dados experimentais, e os coeficientes de transferência de calor do MTS, $\tilde{h}_{ie} = 30,6 \text{ W/m}^2\text{K}$, $\tilde{h}_{oh} = 122,7 \text{ W/m}^2\text{K}$ e $\tilde{h}_{ee} = 10,2 \text{ W/m}^2\text{K}$,

determinados através do módulo de *Balanço térmico*. A análise é conduzida para a condição de operação de T_{evap} de $-23,3^{\circ}\text{C}$, T_{cond} de $54,4^{\circ}\text{C}$ e T_{ee} de $25,0^{\circ}\text{C}$

Na Tabela 6.1 observa-se que o aumento da vazão de óleo bombeado diminui os campos de temperatura no compressor. Uma das principais fontes de calor no compressor é o gás refrigerante comprimido no cilindro e que em seguida escoar pela linha de descarga do sistema. Conforme esperado, ao aumentar a vazão de óleo bombeada, a taxa com que o calor é transferido pelo óleo ao sistema de bombeamento e alimentação aumenta, assim como a taxa de transferência de calor entre os componentes e fração da vazão de óleo que retorna ao cárter escoando por eles. O efeito líquido é um resfriamento maior dos componentes internos pelo óleo para uma maior vazão total em comparação com a condição de referência. Para observar visualmente o efeito de resfriamento ou aquecimento dos componentes em função da vazão total de óleo bombeado, é apresentada a Figura 6.2.

As diminuições das temperaturas no compressor são pouco expressivas, porém podem ser suficientes para se obter uma redução nas perdas por superaquecimento na sucção e um aumento no COP do compressor. É importante salientar que, ao diminuir as temperaturas do motor elétrico e das paredes do cilindro, provoca-se um aumento das perdas mecânicas no sistema devido a um aumento da viscosidade do óleo (que é inversamente proporcional à temperatura), que gera maior atrito viscoso entre as superfícies deslizantes. Embora seja negativo para o funcionamento do compressor, este efeito pode ser contornado utilizando um óleo de menor viscosidade.

Outro ponto interessante diz respeito aos valores médios das temperaturas da carcaça e do óleo, que diminuem quando a vazão total de óleo bombeada é menor. Este efeito está relacionado com a redução da espessura (e menor resistência térmica na direção transversal ao escoamento) e da velocidade média do filme de óleo que escoar junto às paredes da carcaça do compressor. A transferência de calor no filme de óleo pode ser dividida em duas parcelas: a primeira está associada aos efeitos de condução de calor na direção de axial do escoamento, a qual responde aos efeitos de velocidade que sofre o óleo ao escoar pela carcaça. Cabe lembrar que a velocidade média do filme pode ser determinada utilizando o modelo obtido de Incropera e DeWitt (1992) (equação 4.8), no qual se observa que quanto menor o fluxo de massa escoando na carcaça, \dot{m}_{oc} , menor será a velocidade média do filme e menores serão os efeitos de condução de calor na direção axial do escoamento. A segunda parcela está associada aos efeitos de convecção e condução na direção transversal ao filme, efeitos que se apresentam em maior ou menor intensidade em função da espessura e da velocidade média do filme de óleo, (equação 4.9). Em resumo, entende-se que quanto menor o fluxo de massa de óleo escoando na carcaça, maior importância terá a presença do flange na carcaça devido a

uma menor espessura do filme e, por conseguinte, menor será a velocidade média do escoamento, fazendo com que a energia recebida pelo óleo do gás interno e no sistema de bombeamento seja dissipada com maior facilidade para o ambiente externo através da carcaça do compressor, o que origina a diminuição das temperaturas médias na carcaça e no óleo lubrificante. Para se ilustrar a variação da espessura do filme de óleo com relação ao fluxo de massa bombeado pelo sistema de bombeamento e alimentação, apresenta-se a Figura 6.1.

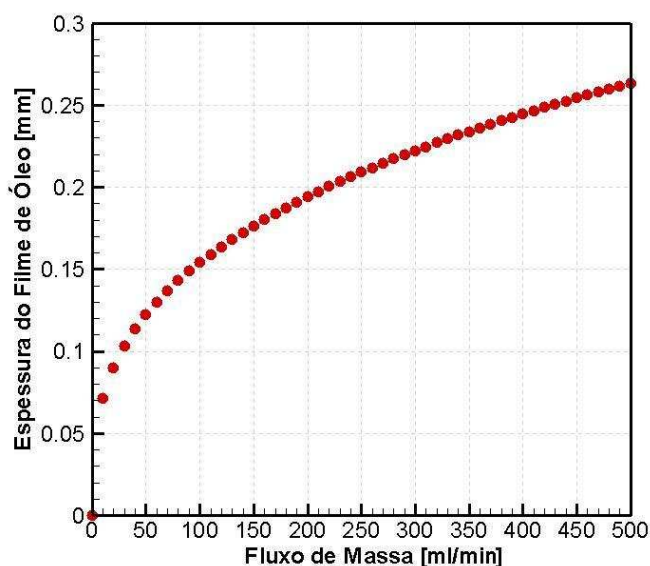


Figura 6.1: Variação da espessura do filme de óleo que escoa pelas paredes da carcaça do compressor em função do fluxo de massa bombeado pelo sistema de alimentação de óleo.

Tabela 6.1 – Variação das temperaturas nos distintos componentes do compressor quando a vazão de óleo bombeado varia; Condição de operação $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$. (resultados em $^{\circ}\text{C}$)

Temperaturas dos Componentes [$^{\circ}\text{C}$]	Vazão de óleo bombeado			Diferença	
	200 ml/min (A)	250 ml/min (B)	300 ml/min (C)	(A - B)	(C - B)
Câmara Sucção (T_{sc})	51,1	50,6	50,0	0,5	-0,6
Parede Cilindro (T_w)	99,2	97,8	96,6	1,4	-1,2
Câmara Descarga (T_{dc})	134,3	133,0	131,9	1,3	-1,1
Volumes Bloco (T_{db})	95,0	94,3	93,6	0,7	-0,7
Linha Descarga (T_{ld})	85,0	84,2	83,3	0,8	-0,9
Motor Elétrico (T_m)	93,3	92,2	91,2	1,1	-1,0
Amb. Interno (T_{ie})	81,5	81,3	81,2	0,2	-0,1
Média no Óleo (T_o)	73,1	73,9	74,3	-0,8	0,4
Média na Carcaça (T_H)	67,7	68,5	69,0	-0,8	0,5

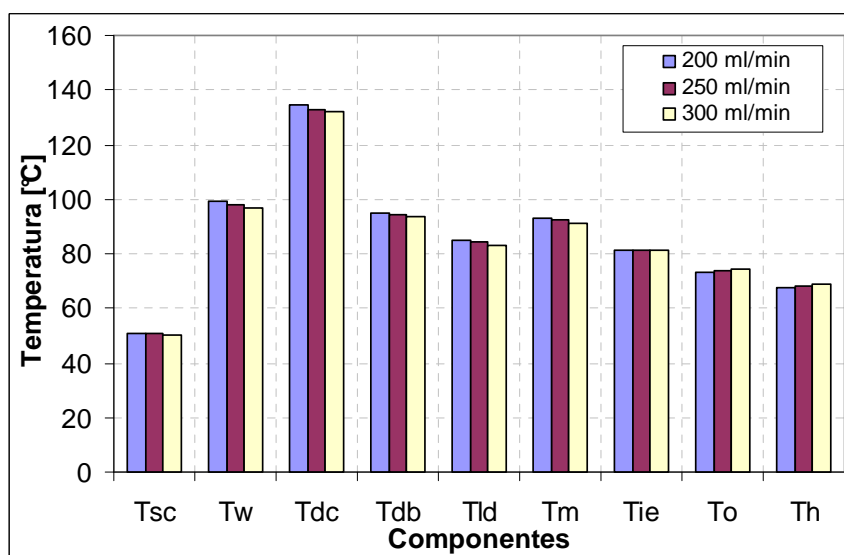


Figura 6.2: Variação da temperatura dos distintos componentes do compressor na condição - $23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$, em função da vazão total de óleo.

A Tabela 6.2 apresenta a variação espacial da temperatura do óleo lubrificante que escoou junto às paredes de carcaça em função da vazão total de óleo. Observa-se que, para uma maior vazão de óleo bombeado, menor é a temperatura de saída do óleo pelo topo do eixo. Este efeito é consequência do aumento do número de Reynolds no interior do tubo helicoidal, o que gera um aumento da velocidade média do filme, provocando uma queda na remoção de calor, por parte do óleo, das paredes do tubo helicoidal. Embora este seja um efeito desejado, aprecia-se que ao se aumentar a espessura do filme de óleo nas paredes da carcaça, provoca-se uma diminuição na taxa de calor dissipado do óleo lubrificante para a carcaça do compressor e, por conseguinte, uma menor dissipação de calor nas paredes do compressor para o ambiente externo, conforme indica a Tabela 6.3.

Tabela 6.2 – Variação espacial das temperaturas do óleo para os distintos valores de vazão de óleo; Condição de operação $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$. (resultados em $^{\circ}\text{C}$)

Temperaturas nos Pontos [$^{\circ}\text{C}$]	Vazão de óleo bombeado			Diferença	
	200 ml/min	250 ml/min	300 ml/min	(A) - (B)	(C) - (B)
	(A)	(B)	(C)		
A	81,9	81,5	81,0	0,5	-0,5
B	80,4	80,4	80,1	0,0	-0,3
C	70,3	71,8	72,7	-1,5	0,9
D	68,8	69,9	70,7	-1,1	0,7
E	74,3	74,9	75,1	-0,6	0,2
F	76,8	77,2	77,3	-0,4	0,1

Tabela 6.3 – Variação espacial das temperaturas da carcaça para os distintos valores de vazão de óleo; Condição de operação $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$. (resultados em $^{\circ}\text{C}$)

Temperaturas nos Pontos [$^{\circ}\text{C}$]	Vazão de óleo bombeado			Diferença	
	200 ml/min (A)	250 ml/min (B)	300 ml/min (C)	(A) - (B)	(C) - (B)
A	72,9	73,3	73,4	-0,4	0,1
B	72,1	72,6	72,8	-0,6	0,2
C	65,1	66,2	66,9	-1,1	0,7
D	65,6	66,6	67,3	-1,0	0,7
E	68,2	68,8	69,2	-0,6	0,4
F	68,8	69,4	69,7	-0,6	0,3

Outro aspecto importante está relacionado à temperatura de retorno do óleo ao cárter após escoar sobre os componentes. Esta fração de óleo, ao fluir pelos componentes, pode absorver ou entregar calor aos mesmos. Dos resultados apresentados anteriormente, se observou que quando esta vazão diminui, as temperaturas dos componentes aumentam devido à redução do calor retirado dos componentes pelo óleo. Para explorar o efeito da temperatura de retorno, apresenta-se a Tabela 6.4, a qual mostra a variação das temperaturas dos componentes quando a temperatura de retorno ao cárter varia $\pm 5\%$ com relação ao valor de referência, temperatura do motor. Para as simulações, foi considerada uma vazão total de 250 ml/min, da qual uma fração de 40 % retornaria ao cárter passando sobre os componentes.

Tabela 6.4 – Variação das temperaturas nos distintos componentes do compressor em função da temperatura de retorno do óleo ao cárter; Condição de operação $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$. (resultados em $^{\circ}\text{C}$)

Temperaturas dos Componentes [$^{\circ}\text{C}$]	Temperatura de retorno			Diferença	
	0.95 T_m (A)	T_m (B)	1.05 T_m (C)	(A - B)	(C - B)
Câmara Sucção (T_{sc})	50,8	50,6	50,2	0,2	-0,3
Parede Cilindro (T_w)	98,6	97,8	96,9	0,8	-1,0
Câmara Descarga (T_{dc})	133,7	133,0	132,2	0,7	-0,8
Volumes Bloco (T_{db})	94,6	94,3	93,9	0,3	-0,5
Linha Descarga (T_{ld})	84,5	84,2	83,6	0,4	-0,6
Motor Elétrico (T_m)	92,7	92,2	91,5	0,5	-0,7
Amb. Interno (T_{ie})	80,9	81,3	81,4	-0,3	0,1
Média no Óleo (T_o)	73,0	73,9	74,5	-0,9	0,6
Média na Carcaça (T_H)	67,8	68,5	69,0	-0,7	0,5

Dos resultados apresentados na Tabela 6.4 observa-se que, quanto maior a temperatura de retorno do óleo ao cárter, refletindo uma maior capacidade do filme de óleo em absorver calor dos componentes, menores serão as temperaturas dos componentes. Observou-se também que, a vazão de óleo que escoava sobre os componentes e a espessura do filme que escoava pelas paredes da carcaça são parâmetros influentes na determinação dos campos de temperaturas do compressor. A influência destes parâmetros sobre as grandezas energéticas do compressor são avaliadas a seguir.

Na Tabela 6.5, observa-se que com o aumento da vazão de óleo bombeada, há um aumento na capacidade de refrigeração do compressor, \dot{Q}_E , da ordem 0,21 % com relação ao valor de referência. Este aumento é provocado pela diminuição da temperatura do gás na saída do filtro de sucção e da temperatura das paredes do cilindro, causando um aumento no volume específico do gás refrigerante no interior da câmara de compressão. Além disso, a potência elétrica consumida, \dot{W}_{ele} , aumentou em torno de 0,16 % com relação à referência. Este aumento é gerado pela diminuição das temperaturas no motor e nos mancais, o que provoca um aumento nas perdas por atrito viscoso na folga pistão-cilindro e nos mancais do sistema, efeitos associados às perdas mecânicas no compressor. Adicionalmente, para que exista o aumento da capacidade de refrigeração, é necessário que o pistão desloque um volume maior de gás, o que gera o aumento da potência necessária para comprimir dito volume, efeito que se vê refletido no aumento da potência indicada, \dot{W}_i . Com relação à potência efetiva, \dot{W}_{efe} , observa-se que esta diminuiu quando a vazão de óleo aumentou, em virtude do acréscimo das perdas termodinâmicas nos sistemas de descarga, perdas associadas, possivelmente, ao aumento da restrição na folga pistão-cilindro e ao aumento da força de colamento entre a válvula e seu assento, e às perdas no sistema de sucção provocadas pelo atraso na abertura da válvula de sucção, pela força de colamento e pelas pulsações de pressão no filtro de sucção.

Como foi dito anteriormente, a presença do efeito de colamento provoca o aumento das perdas termodinâmicas nos sistemas de sucção e descarga devido à dilatação do filme de óleo lubrificante presente entre a válvula e o assento, o que traz como consequência o atraso na abertura da válvula, uma vez que uma maior diferença de pressão entre o cilindro e a câmara de descarga ou de sucção seria necessária para compensar a presença de forças contrárias à abertura destas.

Com relação ao COP_{pV} , observa-se que este aumentou em 0,44 %, para a condição de maior vazão de óleo bombeado, devido à capacidade de refrigeração ter aumentado mais do que a potência indicada. Em outras palavras, as perdas por transmissão e perdas no motor elétrico não chegaram a contrabalançar o acréscimo da capacidade de refrigeração.

Tabela 6.5 – Variação dos parâmetros de eficiência do compressor para os distintos valores de vazão de óleo no sistema de alimentação; Condição de operação $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$.

Vazão de óleo bombeado	Parâmetros Energéticos e de Eficiência [W]						
	\dot{Q}_E	\dot{W}_{ele}	\dot{W}_i	\dot{W}_{efe}	COP	COP_{pv}	COP_{efe}
200 ml/min (A)	285,06	156,48	125,98	117,74	1,82	2,26	2,42
250 ml/min (B)	285,65	156,66	125,96	117,71	1,82	2,27	2,43
300 ml/min (C)	286,26	156,91	126,00	117,70	1,82	2,28	2,44
Ganho (A - B) [%]	-0,21	-0,11	0,02	0,03	0,00	-0,44	-0,41
Ganho (C - B) [%]	0,21	0,16	0,03	-0,01	0,00	0,44	0,41

De uma forma geral, observa-se que as grandezas energéticas e de eficiência são pouco influenciadas pela vazão total de óleo bombeada. Apesar deste não ser um resultado que provoque alguma motivação para se explorar o aumento da vazão de óleo como uma solução para a redução de perdas ou aumento de rendimento global do compressor, cabe aqui ressaltar que o objetivo da análise é desvendar o papel do óleo na transferência de calor no compressor. Sob esta ótica, os resultados obtidos nesta seção são relevantes, já que mostram que a vazão de óleo pouco influencia os parâmetros globais do compressor, uma conclusão que, até então, não havia sido obtida.

6.2.2. Influência do Escoamento de Óleo sobre a Carcaça do Compressor:

No tipo de compressor estudado no presente trabalho, o sistema de bombeamento faz com que o óleo deixe o topo do eixo a uma temperatura elevada e sob a forma de uma voluta, atingindo a tampa da carcaça e formando um filme de óleo descendente sobre as paredes do compressor. A fração da vazão que não escoar junto às paredes, volta sobre os componentes (na forma de respingo e/ou gotejamento), fornecendo ou retirando calor diretamente dos mesmos antes de retornar ao cárter.

Dos resultados apresentados na seção anterior, observou-se que a espessura do filme de óleo nas paredes do compressor (avaliada indiretamente a partir da vazão total), exerce alguma influência sobre os campos de temperaturas do óleo. Outro ponto de destaque foi que quanto menor é a vazão de óleo escoando sobre os componentes, maiores são as temperaturas dos componentes, o que faz aumentar as perdas no sistema e diminuir a capacidade de refrigeração do compressor.

Nesta seção, realiza-se uma análise da influência de ambas as variáveis, isto é, a presença do filme de óleo sobre as paredes da carcaça e sobre os componentes internos, e seu

efeito no desempenho do compressor. Para isso, são avaliadas duas condições extremas do bombeamento de óleo. Primeiramente, se interrompe a formação do filme de óleo nas paredes da carcaça, permitindo que toda a vazão bombeada volte ao cárter escoando sobre os componentes, condição doravante chamada de *Sem*. No segundo caso, se considera que todo o óleo que deixa o eixo é enviado para escoar como um filme junto às paredes da carcaça do compressor, condição doravante chamada de *Tudo*. A condição de referência será chamada na presente análise de *Com*, condição definida para $x = 60\%$.

Para a realização das simulações utilizam-se as condições de $-23,3^{\circ}\text{C}$ e $54,4^{\circ}\text{C}$ e temperatura ambiente de $32,0^{\circ}\text{C}$. Para a simulação da condição *Sem* presença de óleo nas paredes da carcaça, considera-se que o 10% do total de óleo bombeado escoar junto às paredes, dado que o modelo foi gerado em função da presença de óleo escoando nas paredes da carcaça. O valor adotado nos garante pouca influência da espessura de óleo na transferência de calor do gás interno para a carcaça do compressor e estabilidade numérica no modelo térmico global.

Na Tabela 6.6, a concordância entre os valores numéricos e experimentais é boa, principalmente considerando que, para a condição *Sem* e para a condição *Tudo*, os resultados do modelo numérico foram obtidos a partir de condutâncias térmicas globais dos componentes internos calibrados em função de dados experimentais para a condição de referência, condição *Com*. Os coeficientes de transferência de calor utilizados pelo modelo térmico simplificado são, $\tilde{h}_{ie} = 17,2 \text{ W/m}^2\text{K}$, $\tilde{h}_{oh} = 116,7 \text{ W/m}^2\text{K}$ e $\tilde{h}_{ee} = 11,7 \text{ W/m}^2\text{K}$. Tal fato demonstra a robustez e a consistência do modelo RECIP-MTS.

Outro ponto de destaque é que para ambas as condições extremas de bombeamento de óleo, *Sem* e *Tudo*, os campos de temperaturas dos componentes se vêm aumentados com relação aos parâmetros de referência. A função do óleo na transferência de calor do compressor pode ser dividida em duas partes. A primeira está relacionada com sua capacidade de remover calor, a qual é realizada ao passar pelo sistema de bombeamento e pelos componentes internos. A segunda está associada à capacidade de dissipar a energia recebida, na qual parte desta é transferida para o ambiente externo através da carcaça e o restante no volume de óleo no cárter. Da Tabela 6.6, é possível afirmar que quando é eliminada a formação do filme na carcaça, elimina-se também a opção de se dissipar para o ambiente externo, via carcaça, parte da energia recebida pelo óleo dos componentes internos. Portanto, passa a ser uma incumbência do volume de óleo no cárter efetuar a dissipação desta parcela de energia. Como o volume de óleo no cárter não consegue contrabalancear o excesso de energia, observa-se um aumento da sua temperatura média e, conseqüentemente, da

temperatura de entrada do óleo no sistema de bombeamento. Quando este valor aumenta, reduz-se a capacidade do óleo de remover calor do *kit*, provocando o aumento da sua temperatura. No caso da condição *Tudo*, como não existe a presença de óleo sobre os componentes, estes só podem trocar calor com o sistema de bombeamento e com o gás interno. Assim, diminui a taxa de remoção de calor dos componentes, provocando um aumento dos níveis de temperatura nos mesmos.

Tabela 6.6 – Variação das temperaturas nos distintos componentes do compressor para as distintas condições de escoamento do óleo na carcaça; Condição de operação -23,3°C/54,4°C.

Temperaturas [°C]	Valores Experimentais		Valores Numéricos			Diferença Sem – Com Óleo	
	Sem	Com	Sem	Com	Tudo	Exp.	Num.
Câmara Sucção (T_{sc})	50,3	49,8	51,5	49,8	50,8	0,5	1,7
Parede Cilindro (T_w)	99,8	96,9	99,9	96,8	99,0	2,9	3,2
Câmara Descarga (T_{dc})	133,3	131,6	134,7	131,6	133,7	1,7	3,1
Volumes Bloco (T_{db})	111,8	109,5	112,7	109,5	111,7	2,3	3,3
Linha Descarga (T_{ld})	99,6	96,4	99,9	96,4	98,8	3,2	3,5
Motor Elétrico (T_m)	88,2	87,0	89,0	87,0	87,9	1,2	2,0
Amb. Interno (T_{ie})	84,0	81,4	83,2	81,4	81,3	2,6	1,8
Média no Óleo (T_{oc})	75,0	70,5	73,9	71,2	68,1	4,5	2,7
Média na Carcaça (T_h)	65,0	66,1	64,6	65,8	63,9	-1,1	-1,2

A figura 6.3 apresenta os resultados das temperaturas dos componentes na condição de *Tudo*, *Com* e *Sem* presença de óleo escoando pelas paredes da carcaça do compressor.

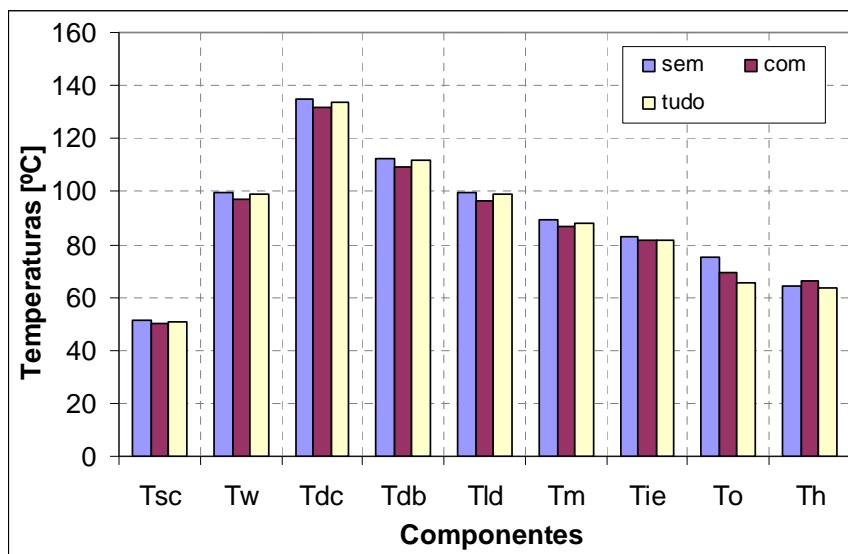


Figura 6.3: Comparação das temperaturas dos componentes em função da presença de óleo na carcaça.

Para o caso *Sem*, a temperatura média do óleo no cárter aumenta significativamente, evento observado tanto experimental como numericamente, em razão da energia térmica absorvida pelo óleo a partir dos componentes não ser dissipada na carcaça. Para o caso *Tudo*, observa-se que o calor transferido dos componentes ao óleo diminui, uma vez que o único mecanismo de remoção de calor do kit, como foi explicado anteriormente, é a transferência de calor ao sistema de bombeamento e alimentação. A taxa de calor antes entregue ao óleo que escoava sobre os componentes (que neste caso é nula), agora é transferida ao gás interno, provocando o aumento de sua temperatura e reduzindo a diferença de temperatura entre esses dois domínios.

Do calor absorvido pelo gás, uma parcela significativa é transferida ao filme de óleo que escoava junto às paredes do compressor, sendo o restante aportado à câmara de sucção provocando o efeito de superaquecimento do gás refrigerante que ingressa na câmara de compressão. Com relação ao calor que é recebido pelo óleo no sistema de bombeamento e alimentação, parte é transportada diretamente à carcaça e o restante retorna ao cárter escoando sobre os componentes. Do calor total recebido pelo filme do óleo, parte é dissipada na carcaça do compressor e o restante volta com fluxo de massa de óleo para o cárter, tornando-se um efeito mais significativo à medida que a espessura do filme de óleo aumenta e a advecção de calor na direção do escoamento do filme torna-se mais importante, como já foi explicado anteriormente. Observa-se que, de um modo geral, o modelo proposto no presente trabalho consegue representar bem os efeitos de aquecimento nos componentes internos do compressor observados nos ensaios experimentais. Alguns valores são superestimados com relação aos valores de referência, diferenças apresentadas na Tabela 6.6.

Na Tabela 6.7, observa-se que para ambas as condições de retorno do óleo ao cárter, houve uma diminuição na capacidade de refrigeração, \dot{Q}_E , devido ao aumento da temperatura de início do processo de compressão. Além disso, observa-se que a potência elétrica consumida, \dot{W}_{ele} , diminuiu em ambos os casos, mas a potência necessária para comprimir o gás refrigerante no cilindro, \dot{W}_i , não sofreu variações, indicando que as perdas no motor elétrico e as perdas mecânicas aumentaram para as duas condições analisadas (*Sem* e *Tudo*).

Embora a potência indicada não tenha apresentado fortes variações, a diminuição da capacidade de refrigeração repercute de forma negativa no valor do COP_{pV} . Dado que o COP_{efe} é proporcional à capacidade de refrigeração e ao inverso da potência efetiva, \dot{W}_{efe} , era esperado que seu valor fosse menor, fato que foi confirmado através das simulações realizadas utilizando o modelo RECIP-MTS.

Tabela 6.7 – Variação dos parâmetros de eficiência do compressor para as distintas condições de escoamento do óleo na carcaça; Condição de operação $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$.

Condição de escoamento do óleo na carcaça	Parâmetros de Eficiência [W]						
	\dot{Q}_E	\dot{W}_{ele}	\dot{W}_i	\dot{W}_{efe}	COP	COP_{pv}	COP_{efe}
Sem (A)	281,20	156,97	125,98	117,76	1,79	2,23	2,39
Com (B)	282,96	157,42	125,98	117,73	1,80	2,25	2,40
Tudo (C)	282,83	157,18	125,98	117,76	1,79	2,24	2,39
Ganho (A - B) [%]	-0,62	-0,29	0,00	0,03	-0,56	-0,89	-0,42
Ganho (C - B) [%]	-0,05	-0,15	0,00	0,03	-0,56	-0,44	-0,42

A Tabela 6.8 apresenta a variação espacial do perfil de temperaturas do óleo escoando pelas paredes de carcaça. Observa-se que, para uma maior espessura de filme de óleo nas paredes do compressor, menor é o calor dissipado sobre a carcaça. Como foi discutido na seção 6.2.1, a espessura do filme é dependente da velocidade média com que este escoar na carcaça para um dado número de Reynolds do filme. Assim, quanto maior a velocidade média do escoamento, maior vai ser a energia transportada pelo óleo para o volume de óleo no cárter e menor será o calor dissipado na direção da carcaça. Efeitos que se vêm refletidos ao fazer a diferença entre os pontos A e D, que representam o centro da tampa e a interface entre o filme que escoar pela carcaça e o volume de óleo no cárter, respectivamente. Outro fenômeno a ser destacado, refere-se às temperaturas dos pontos E e F. Como era de se esperar, a condição *Sem* obteve maiores valores em comparação com a condição *Com* devido à dissipação da energia recebida pela fração de óleo que escoar pelos componentes.

Tabela 6.8 – Variação espacial das temperaturas do óleo para as distintas condições de escoamento do óleo na carcaça; Condição de operação $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$.

Temperaturas nos Pontos [$^{\circ}\text{C}$]	Condição de escoamento do óleo na carcaça			Diferença	
	Sem (A)	Com (B)	Tudo (C)	(A) - (B)	(C) - (B)
A	84,3	75,7	71,8	8,6	-4,0
B	73,4	75,1	71,5	-1,7	-3,6
C	60,0	68,8	67,8	-8,8	-1,0
D	63,0	66,8	66,4	-3,8	-0,4
E	80,1	69,6	65,5	10,5	-4,0
F	82,5	71,3	65,5	11,1	-5,9

Tabela 6.9 – Variação espacial das temperaturas da carcaça do para as distintas condições de escoamento do óleo na carcaça; Condição de operação $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$.

Temperaturas nos Pontos [$^{\circ}\text{C}$]	Condição de escoamento do óleo na carcaça			Diferença	
	Sem (A)	Com (B)	Tudo (C)	(A) - (B)	(C) - (B)
A	65,0	69,0	66,4	-4,0	-2,6
B	62,8	68,5	66,1	-5,7	-2,4
C	57,0	63,5	62,5	-6,6	-1,0
D	60,6	63,7	63,1	-3,1	-0,5
E	70,4	64,7	62,7	5,7	-2,0
F	71,5	65,1	62,6	6,4	-2,4

Da análise realizada para determinar a real influência do filme de óleo escoando pelas paredes da carcaça na eficiência do compressor, observou-se que ao se diminuir a área de rejeição de calor do óleo (no caso sem presença de óleo nas paredes da carcaça), ou ao se aumentar a espessura do filme do óleo (no caso com todo o óleo escoando sobre as paredes), as temperaturas dos componentes se vêm aumentadas com relação aos valores de funcionamento normal. Isso leva ao entendimento de que o sistema de bombeamento e alimentação do óleo, responsável pelo transporte do lubrificante desde o cárter ao topo do eixo e, a partir deste ponto, por uma divisão entre frações que escoam pela carcaça e sobre os componentes, ajuda de forma indireta no estabelecimento dos campos de temperaturas do compressor.

Com o objetivo de poder entender ainda mais o comportamento térmico do compressor, a seguir, realiza-se uma análise de uma alternativa para a dissipação de calor da carcaça do compressor para o ambiente externo, sem modificar o circuito térmico que realiza o óleo lubrificante no compressor (\dot{m}_{oc} e \dot{m}_{or}).

6.2.3. Influência do Resfriamento da Carcaça do Compressor:

A dissipação de calor da carcaça do compressor para o ambiente externo, em condições normais de funcionamento do compressor, é resultado de uma combinação de efeitos de convecção natural e de radiação.

Um ponto interessante na análise da seção anterior diz respeito à necessidade de um sumidouro de calor para que o óleo possa dissipar toda a energia recebida ao passar tanto pelo

sistema de bombeamento como pelos componentes internos do compressor. No caso extremo em que se considerou que todo o óleo bombeado voltava ao cárter escoando sobre os componentes (caso *Sem*), o sumidouro de calor do óleo se limitou à região do volume de óleo no cárter, o que originou um aumento das temperaturas dos componentes do compressor. Em função do comentado, conclui-se que quanto maior for a área superficial da carcaça (sumidouro) por onde o óleo dissipe a energia a ele transferida, melhor será sua capacidade de resfriar os componentes internos do compressor. Embora esta seja uma opção válida a ser estudada, a configuração geométrica atual já utiliza a área máxima disponível, na quais os efeitos de ruído, pressão e massa de gás circulante são bem contornados, o que torna esta opção pouco possível. Um segundo caminho, que será o foco da análise desta seção, considera o resfriamento da carcaça do compressor pela convecção forçada de ar externo (efeito promovido por um ventilador), que provoca um aumento da condutância térmica entre a parede externa da carcaça e o ar.

Para a realização das simulações com o RECIPI-MTS, fez-se uso das condições de temperatura de evaporação de $-27,0^{\circ}\text{C}$, de condensação de $42,0^{\circ}\text{C}$ e ambiente externo de $25,0^{\circ}\text{C}$, tomando como referência os experimentos apresentados na Seção 3.3.3.

Uma das maiores complicações para a realização desta análise se refere à pouca informação sobre a velocidade média do ar e a potência consumida pelo ventilador, o que dificulta a estimativa do coeficiente de transferência de calor para o ar externo.

De forma a contornar esse problema, adotou-se o seguinte procedimento: em função de uma condição de referência experimental, valores são calibrados para a determinação das condutâncias globais dos diversos componentes, dos quais os valores dos coeficientes de transferência de calor das interfaces, empregados no MTS como referência, são: $\tilde{h}_{ie} = 38,5 \text{ W/m}^2\text{K}$, $\tilde{h}_{oh} = 98,2 \text{ W/m}^2\text{K}$ e $\tilde{h}_{ee} = 12,7 \text{ W/m}^2\text{K}$. Na seqüência, mantendo os valores calibrados para as condutâncias internas, a condutância térmica entre a parede e o ar externo é aumentada progressivamente até que o perfil térmico calculado seja tal que a temperatura média da carcaça seja igual a $36,0^{\circ}\text{C}$, valor obtido experimentalmente com a convecção forçada na carcaça. Neste momento, assume-se que a condutância térmica externa foi determinada e o perfil térmico calculado do compressor pode ser comparado ao experimental.

Na Tabela 6.10, nota-se que quanto maior for o coeficiente de transferência de calor entre a carcaça do compressor e o ambiente externo (*com Resfriamento*), menores serão as temperaturas dos componentes internos do compressor, provocando-se com isso um menor efeito de superaquecimento sobre o gás refrigerante que ingressa ao compressor através da linha de sucção. Ao diminuir este efeito, provoca-se o aumento da capacidade de refrigeração

do compressor, a qual é inversamente proporcional à temperatura de início do processo de compressão. Quanto aos resultados numéricos, observa-se que as maiores diferenças com relação aos dados experimentais são observadas para a temperatura da parede do cilindro. A razão para estas discrepâncias pode estar associada a uma estimativa incorreta da fração de óleo que passa pelo componente (valor arbitrado no modelo) ou a outros efeitos de transferência de calor não contemplados pelo modelo. Por exemplo, na região de saída do eixo, a temperatura do óleo pode ser maior do que a do gás e, assim, calor pode ser transferido do óleo para o gás. Este processo, entretanto, não é permitido pelo modelo, que estipula que, sempre, em termos médios, calor é transferido do gás para o filme de óleo.

Tabela 6.10 – Variação das temperaturas nos distintos componentes do compressor para Distintas condições de resfriamento na carcaça; Condição de operação $-27,0^{\circ}\text{C}/42,0^{\circ}\text{C}$.

Temperaturas [$^{\circ}\text{C}$]	Valores Experimentais		Valores Numéricos			Diferença Com Exp. – Com Num.		
	Sem	Com	2,5 x	3,0 x	3,5 x	2,5 x	3,0 x	3,5 x
Câmara Sucção (T_{sc})	47,4	39,9	39,0	37,9	37,0	0,9	2,0	2,9
Parede Cilindro (T_w)	85,7	71,2	78,7	77,8	77,2	-7,4	-6,6	-6,0
Câmara Descarga (T_{dc})	117,7	106,8	108,8	107,7	106,8	-2,0	-0,9	-0,1
Volumes Bloco (T_{db})	95,7	82,2	85,9	84,7	83,7	-3,7	-2,4	-1,5
Linha Descarga (T_{ld})	84,2	70,1	73,9	72,6	71,6	-3,8	-2,5	-1,5
Motor Elétrico (T_m)	75,0	60,3	62,9	61,2	60,1	-2,6	-1,0	0,2
Amb. Interno (T_{ie})	63,4	44,9	51,5	49,9	48,7	-6,6	-5,0	-3,8
Média no Óleo (T_{oc})	58,9	41,0	45,4	43,6	42,2	-4,4	-2,6	-1,2
Média na Carcaça (T_h)	53,7	36,0	39,1	37,2	35,7	-3,2	-1,2	0,3

A redução da temperatura de início da compressão é fruto de uma menor troca de calor na sucção e no próprio cilindro durante a admissão, uma vez que a parede do cilindro se encontra a uma temperatura mais baixa.

É importante notar que quanto menor a temperatura do motor elétrico, maiores serão as perdas mecânicas no sistema, efeito provocado pelo aumento do atrito viscoso nos mancais e na folga pistão-cilindro.

Outro comportamento interessante é o do valor médio da temperatura do óleo. Conforme dito acima, quanto mais baixa a temperatura do sumidouro de calor do óleo, ou seja, da carcaça do compressor, menor será sua temperatura média e, com isso, maior será sua capacidade de resfriar os componentes internos do compressor, levando eventualmente a um aumento do Coeficiente de Performance.

A Figura 6.4 apresenta a comparação entre os resultados experimentais e numéricos das simulações realizadas para o resfriamento da carcaça. Nela mostra-se a variação da temperatura dos distintos componentes quando a condutância térmica entre a parede externa da carcaça e o ar ambiente aumenta.

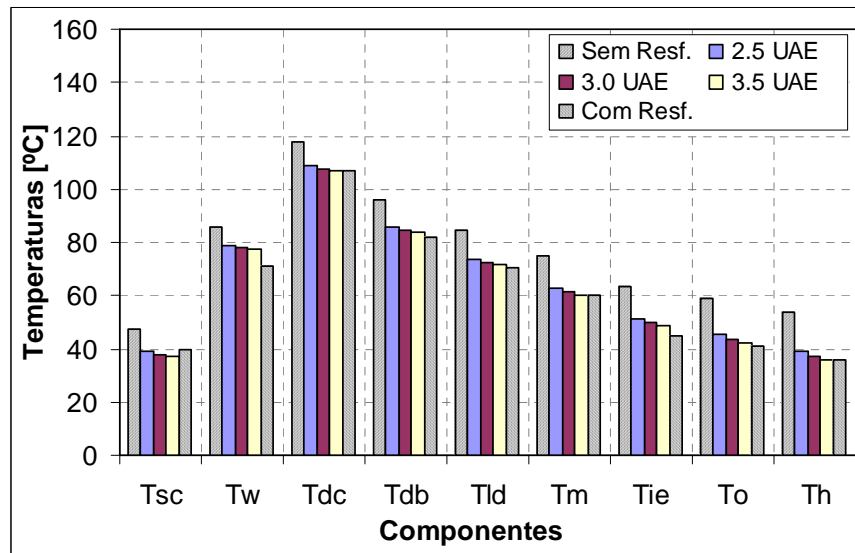


Figura 6.4: Variação da temperatura dos distintos componentes para a condição $-27,0^{\circ}\text{C}/42,0^{\circ}\text{C}$ com e sem resfriamento na carcaça do compressor.

Através do diagrama $T-V$ da Figura 6.5 pode se comparar o efeito do resfriamento da carcaça sobre a evolução da temperatura do refrigerante na câmara de compressão em função do volume instantâneo do cilindro. O diagrama $T-V$ da Figura 6.5 só pode ser analisado do ponto de vista teórico, pois não há dados experimentais para a temperatura média do gás refrigerante no interior do cilindro.

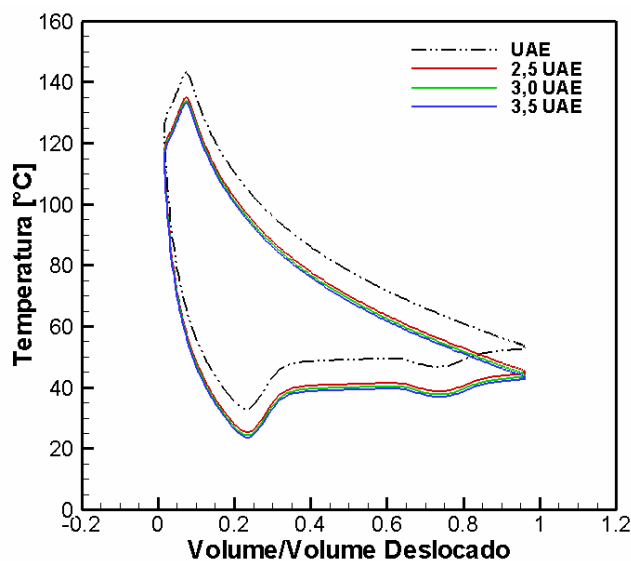


Figura 6.5: Comparação entre diagramas TV do compressor na condição $-27,0^{\circ}\text{C}/42,0^{\circ}\text{C}$ com e sem resfriamento na carcaça do compressor.

Com relação aos resultados numéricos mostrados na Tabela 6.10, nota-se que o modelo superestima alguns valores com relação aos valores de referência. Entretanto, dada a simplicidade do modelo e à consideração de se manter fixos os valores de referência das condutâncias globais dos diversos componentes, a concordância com os dados experimentais é satisfatória.

Na Tabela 6.11, observa-se que quanto maior a condutância térmica entre a carcaça e o ambiente externo, maior será capacidade de refrigeração do compressor, \dot{Q}_E . Este aumento se deve basicamente à redução das perdas por superaquecimento, que resultam em um gás de maior densidade sendo bombeado para um mesmo volume deslocado pelo pistão. Para a situação em que a melhor concordância entre modelo e experimentos foi observada, o aumento de capacidade de refrigeração foi de 3,54 % sobre o valor de referência.

Com relação aos Coeficientes de Performance do compressor, observou-se um aumento de COP_{efe} em virtude da redução das perdas nos sistemas de sucção e de descarga, bem como das demais perdas termodinâmicas do sistema. Cabe lembrar que as perdas na sucção e na descarga estão associadas à abertura e ao fechamento das válvulas, forças de colamento e variações nas pulsações de pressão. Por outro lado, o COP_{pV} também aumentou, já que a potência indicada, que representa a potência termodinâmica real consumida para comprimir o gás refrigerante, não cresceu na mesma proporção que a capacidade de refrigeração. Adicionalmente, a potência elétrica consumida pelo compressor, \dot{W}_{ele} , é maior devido às perdas por atrito viscoso na folga pistão-cilindro, mancais e transmissão aumentarem devido à redução da viscosidade do óleo, originando a queda no valor do COP .

Tabela 6.11 – Variação dos parâmetros de eficiência do compressor para as distintas condições de resfriamento na carcaça; Condição de operação $-27,0^\circ\text{C}/42,0^\circ\text{C}$.

Condição de resfriamento na carcaça	Parâmetros Energéticos e de Eficiência [W]						
	\dot{Q}_E	\dot{W}_{ele}	\dot{W}_i	\dot{W}_{efe}	COP	COP_{pV}	COP_{efe}
Sem (A)	249,13	134,97	103,99	95,71	1,85	2,40	2,60
2,5 x (B)	256,26	139,04	104,41	95,95	1,84	2,45	2,67
3 x (C)	257,22	139,69	104,47	95,98	1,84	2,46	2,68
3,5 x (D)	257,95	140,19	104,52	96,01	1,84	2,47	2,69
Ganho (B - A) [%]	2,86	3,02	0,40	0,25	-0,15	2,45	2,60
Ganho (C - A) [%]	3,25	3,50	0,46	0,28	-0,24	2,77	2,96
Ganho (D - A) [%]	3,54	3,87	0,51	0,31	-0,32	3,02	3,22

Nas Tabelas 6.12 e 6.13, são apresentadas as variações espaciais das temperaturas do óleo lubrificante e da carcaça do compressor. Observa-se que, quanto menor for a temperatura da área utilizada pelo óleo lubrificante para dissipar sua energia ganha ao passar pelo sistema de bombeamento, menores serão as temperaturas dos componentes internos do compressor, provocando a diminuição das perdas termodinâmicas, menor efeito de superaquecimento, originando o aumento da capacidade de refrigeração do compressor.

Tabela 6.12 – Variação espacial das temperaturas do óleo para as distintas condições de resfriamento na carcaça; Condição de operação $-27,0^{\circ}\text{C}/42,0^{\circ}\text{C}$.

Temperaturas nos Pontos [$^{\circ}\text{C}$]	Condição de resfriamento na carcaça				Diferença		
	Sem (A)	2.5 x (B)	3,0 x (C)	3.5 x (D)	(B)-(A)	(C)-(A)	(D)-(A)
A	64,5	57,8	51,5	48,5	-6,7	-13,0	-16,0
B	63,7	57,0	50,6	47,6	-6,7	-13,1	-16,2
C	57,6	50,6	44,0	40,8	-7,0	-13,7	-16,8
D	56,1	49,0	42,4	39,2	-7,1	-13,7	-16,9
E	58,9	52,0	45,5	42,4	-6,9	-13,4	-16,6
F	60,6	53,7	47,3	44,1	-6,9	-13,3	-16,4

Tabela 6.13 – Variação espacial das temperaturas da carcaça do para as distintas condições de resfriamento na carcaça; Condição de operação $-27,0^{\circ}\text{C}/42,0^{\circ}\text{C}$.

Temperaturas nos Pontos [$^{\circ}\text{C}$]	Condição de resfriamento na carcaça				Diferença		
	Sem (A)	2.5 x (B)	3,0 x (C)	3.5 x (D)	(B)-(A)	(C)-(A)	(D)-(A)
A	56,9	49,5	42,4	38,8	-7,4	-14,5	-18,0
B	56,4	49,0	41,9	38,4	-7,4	-14,5	-18,0
C	51,9	44,4	37,4	34,0	-7,5	-14,5	-18,0
D	52,5	45,1	38,1	34,8	-7,4	-14,4	-17,9
E	53,6	46,2	39,2	35,8	-7,4	-14,4	-17,8
F	53,9	46,6	39,6	36,1	-7,4	-14,4	-17,8

Neste última análise sobre o efeito do resfriamento na carcaça do compressor, foram confirmados alguns pontos discutidos ao longo do texto. O primeiro destes está relacionado com a capacidade de remover e dissipar energia por parte do óleo lubrificante. Como já foi

comentado anteriormente, o óleo ao passar pelos componentes e pelo sistema de bombeamento remove calor do *kit*, o qual se manifesta em maior ou menor intensidade dependendo da temperatura na entrada da bomba centrífuga e na saída no topo do eixo. Observando novamente os resultados apresentado na Tabela 6.10, pode-se entender que quanto menor a temperatura média do óleo lubrificante no sistema de bombeamento, menores serão as temperaturas dos componentes internos do compressor, efeito provocado pelo aumento da taxa de remoção de calor por parte do óleo (maior diferença de temperatura entre os componentes e o óleo lubrificante). Outro ponto de interesse tem relação com a espessura do filme de óleo na carcaça do compressor. Sabe-se que quanto maior for a espessura do filme na carcaça, mais dominantes serão os efeitos de condução e advecção térmica na direção axial do escoamento. Entretanto, na condição de operação com resfriamento de carcaça, onde os coeficientes de transferência de calor na face interna e externa da carcaça são da mesma ordem de magnitude, a dissipação de calor por convecção do óleo para a carcaça passa ser mais predominante, o que causa uma diminuição das temperaturas médias da carcaça e do óleo em virtude de um aumento da transferência de calor para o ambiente externo. Em resumo, foram observados ganhos na capacidade de refrigeração e índices de eficiência do compressor, com relação aos valores de referência. Pode-se concluir então que, quanto menor a temperatura da carcaça do compressor, maior será o potencial de resfriamento do óleo nos componentes internos, para uma dada geometria e configuração do escoamento do óleo no interior do compressor.

6.3 – Conclusões

O presente capítulo apresentou uma análise térmica de um compressor hermético alternativo submetido a distintas configurações de circulação de óleo lubrificante em seu interior e de dissipação de calor para o ambiente externo. Resultados experimentais foram apresentados e comparados com uma metodologia de análise desenvolvida no presente trabalho.

A discussão dos resultados das distintas simulações realizadas utilizando o modelo acoplado RECIP-MTS teve como objetivo adquirir um conhecimento real da influência do óleo lubrificante na transferência de calor do compressor. Tal tema não havia ainda sido abordado com a profundidade apresentada no presente trabalho.

Inicialmente, foi analisada a influência da vazão total de óleo bombeado no compressor, análise esta realizada em função de uma variação de $\pm 20\%$ da vazão total de óleo bombeada pelo sistema de alimentação de óleo. Neste estudo, chegou-se à conclusão de

que quanto maior a vazão de óleo circulante no sistema, mais baixas serão as temperaturas no compressor provocando com isso um aumento, não muito significativo, na capacidade de refrigeração. É interessante observar que a parcela do calor dos componentes que não é transferida ao gás interno e segue com a fração da vazão de óleo que escoar por sobre os componentes, acaba sendo dissipada no volume de óleo do cárter. Este efeito é de suma importância para o equilíbrio térmico no compressor. Assim, é recomendável a manutenção de um volume adequado de óleo no fundo do compressor, o qual cumpre a função de homogeneizar as temperaturas do sistema e aumentar a área de transferência de calor.

Para provocar um aumento na vazão de óleo bombeado, podem ser indicados três tipos de modificações. A primeira está relacionada com a variação da rotação do motor. A segunda, a uma bomba de maior diâmetro interno, que elevaria a vazão em virtude da maior ação das forças centrífugas. Ambas as modificações não são triviais, pois implicariam em alterações de projeto para um dado modelo de compressor. Uma terceira opção seria aumentar o volume de óleo no cárter. Assim, com uma maior altura manométrica da camada de óleo, maior será o gradiente de pressão atuando na bomba, o que pode lhe conferir uma maior vazão. Além disso, esta opção é mais simples de ser testada experimentalmente.

Em função das conclusões da análise realizada para a influência da vazão de óleo bombeado, estudaram-se duas condições extremas de circulação do óleo no compressor. A primeira considerou que todo o óleo bombeado voltava ao cárter escoando através dos componentes e a segunda condição considerou que todo óleo que saía pelo topo do eixo voltava ao fundo do compressor escoando pelas paredes da carcaça por meio de um filme contínuo. Para ambas as condições, observou-se que as temperaturas dos componentes aumentavam, provocando uma diminuição no desempenho do sistema.

Dos resultados de ambas as análises, dois aspectos importantes foram identificados. O primeiro está relacionado à espessura do filme de óleo. Concluiu-se que quanto maior é a espessura do filme, menos do calor absorvido internamente pelo óleo consegue ser dissipado pelas paredes da carcaça do compressor e retorna ao volume de óleo que se encontra no fundo do compressor. O segundo aspecto está relacionado com a área necessária para que o óleo dissipe o calor recebido internamente. Tanto em seu trajeto pelo sistema de alimentação como por sobre os componentes, o óleo só cumpre a função de absorver calor dos mesmos, de modo que se faz necessário dissipar de alguma forma essa energia térmica recebida. Ao se evitar a possibilidade de escoar como um filme nas paredes do compressor, o óleo se vê submetido a descarregar o calor dos componentes no volume do óleo do cárter. Este, por sua vez, impedido de dissipar o calor aportado pela vazão de óleo de retorno, sofre um aumento de temperatura que se reflete também em um aumento das temperaturas dos componentes

internos, uma vez que o óleo é admitido na sucção da bomba centrífuga com uma temperatura mais elevada. É importante salientar que, quando se considera a condição de que toda a vazão de óleo bombeado escoam pelas paredes da carcaça, provoca-se inerentemente a diminuição da lubrificação nos mancais do compressor, originando maiores perdas por atrito viscoso no sistema. Como foi comentada anteriormente, a configuração do sistema de bombeamento e alimentação ajuda de forma indireta no equilíbrio térmico do compressor, uma vez que são mecanismos ou agentes de remoção de calor as frações de óleo que escoam pelas paredes do compressor e pelos componentes internos, além do volume de óleo no cárter.

Como algum mecanismo precisa ser disponibilizado para dissipar o calor do óleo, por fim, foi analisado o resfriamento forçado da carcaça e seus efeitos nos parâmetros de eficiência do sistema. Ao se resfriar a área de dissipação de calor do óleo, obteve-se uma forte diminuição dos campos de temperatura no compressor, permitindo com isso obter um aumento considerável na capacidade de refrigeração do compressor. O modelo RECI-MTS foi capaz de prever as alterações de temperatura do compressor decorrentes desta condição de operação extrema. Concluindo, pode-se afirmar que é de suma importância a busca por alternativas de resfriamento da carcaça do compressor ou de dissipação de parte do calor absorvido pelo volume de óleo do cárter, uma vez que estes fatores têm forte influência na eficiência do compressor.

Observou-se também que, quando se resfriou a carcaça do compressor, os efeitos térmicos de condução e advecção de calor na direção do escoamento foram superados pela dissipação de calor, na forma de convecção, do óleo lubrificante na carcaça do compressor. Isto leva a crer que uma configuração distinta para a distribuição da fração de óleo que escoam pela carcaça do compressor pode ser analisada para melhorar os parâmetros energéticos, térmicos e de eficiência do compressor.

Considerações Finais

É inegável a importância do desenvolvimento de modelos matemáticos que possam representar com fidelidade a natureza dos fenômenos físicos envolvidos em um sistema tão complexo como o compressor. Tal importância não se reflete somente na apresentação de soluções imediatas, mas principalmente no avanço do conhecimento e do estado da arte.

No presente trabalho, foi apresentada uma nova metodologia numérica, que não havia sido utilizada até o momento, para analisar a transferência de calor em compressores herméticos alternativos de baixa capacidade. Esta nova metodologia considera um modelo diferencial, Modelo Térmico Simplificado, capaz de prever, em função de um campo de temperatura interno conhecido, as variações espaciais das temperaturas nas paredes da carcaça, no óleo lubrificante que escoa junto à carcaça e no sistema de bombeamento e alimentação de óleo no compressor. Além disso, utiliza-se um modelo integral, RECIP, capaz de prever, através de balanços térmicos nos distintos componentes do *kit*, as temperaturas destes para uma configuração de circulação do óleo no compressor. Nenhum trabalho desta natureza, contemplando o acoplamento entre um modelo diferencial e outro integral, foi encontrado na literatura aberta sobre compressores herméticos alternativos, o que confere ao trabalho um caráter inovador.

O objetivo principal foi analisar e estudar umas das funções menos exploradas que realiza o óleo lubrificante no compressor. Os resultados obtidos das diferentes análises permitiram identificar parâmetros que exercem uma forte influência no comportamento térmico do compressor.

Um protótipo de compressor foi montado em uma bancada de testes devidamente instrumentada para a medição do campo de temperaturas tanto nos componentes internos como nas paredes da carcaça do compressor. Os resultados obtidos foram utilizados como parâmetros de referência e de análises.

Além dos ensaios experimentais, foi apresentado e desenvolvido um modelo térmico para analisar as distribuições de temperatura no óleo e nas paredes da carcaça, em função de um campo de temperaturas interno conhecido. O modelo apresentou um bom desempenho, mas demonstrou a necessidade de se implementar uma metodologia de análises térmica para também determinar as temperaturas dos componentes internos do compressor. Somente

assim, com uma análise acoplada, foi possível estimar a real influência do óleo lubrificante sobre o desempenho do compressor.

Desta forma, uma segunda etapa do trabalho consistiu no acoplamento do modelo térmico simplificado a um modelo dinâmico e térmico já utilizado para a análise de parâmetros de eficiência do compressor (Fagotti *et al.*, 1994). O modelo foi estendido para levar em conta a presença do óleo nos balanços de energia internos no compressor, e os resultados obtidos com o modelo acoplado demonstraram que tanto a espessura do filme de óleo formado nas paredes da carcaça, o volume de óleo no cárter do compressor, a vazão total de óleo bombeado pelo sistema de alimentação e a fração de óleo escoando por sobre os componentes influenciam no desempenho do compressor.

Embora muitas das questões referentes à influência do óleo lubrificante na transferência de calor do compressor tenham sido esclarecidas, há a necessidade de se explorar em mais detalhes algumas hipóteses adotadas no presente trabalho. Com o objetivo de dar continuidade ao estudo realizado, são propostos os seguintes temas para trabalhos futuros.

- (i) Realizar ensaios experimentais para a determinação da fração de óleo que escoar tanto pelas paredes da carcaça como por sobre os componentes internos do compressor. A determinação destes valores permitirá uma estimativa mais precisa dos efeitos térmicos que acontecem no compressor quando a vazão de óleo muda;
- (ii) Analisar experimentalmente distintos tipos de óleo, com a intenção de ter um melhor entendimento do efeito da variação da viscosidade do lubrificante nas temperaturas do compressor e seu efeito no atrito viscoso nos componentes do mecanismo;
- (iii) Realizar ensaios experimentais para as distintas condições de operação testadas no presente trabalho, com o fim de determinar os distintos parâmetros energéticos e de eficiência do compressor e contrastar estes resultados com os apresentados pelo modelo acoplado RECIP-MTS e;
- (iv) O volume de óleo do cárter se apresentou como uma fonte importante de absorção do calor dissipado pelos componentes. Portanto, quanto menor a sua temperatura, maior será sua capacidade de absorver calor dos componentes. A utilização de tubos de calor pode ser testada experimentalmente com o objetivo de abaixar a temperatura do volume do óleo no cárter.

Referências Bibliográficas

ADAIR, R., QVALE, E. B., PEARSON, J.T. **Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressor.** Purdue Compressor Technology Conference, pp. 521-526, 1972.

ANNAND, W. D. **Heat Transfer in the Cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engines.** Proceeding Institutions of Mechanical Engineers, pp. 973, 1963.

BROK, S. W., TOUBER, S., VAN DER MEER, J. S. **Modeling of Cylinder Heat Transfer – Large Effort, Little Effect?.** Purdue Compressor Technology Conference, pp. 43-50, 1980.

CAVALLINI, A., DORETTI, L., LONGO, G. A., ROSSETTO, L. **Thermal Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor.** International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 535-540, 1996.

CHIKURDE, R. C., LOGANATHAN, E., DANDEKAR, D. P., MANIVASAG, S. **Thermal Mapping of Hermetically Sealed Compressors Using Computational Fluid Dynamics Technique.** International Compressor Engineering Conference at Purdue, C6-4, 2002.

COSTAGLIOLA, M. **The theory of spring loaded valves for reciprocating compressor.** ASME, Vol. 17, No. 4, pp. 415-420, 1950.

DOSSAT, R.J. **Princípio de Refrigeração.** Hemus, 1980.

ELSON, J.P., SOEDEL, W. **Simulation of the Interaction of Compressor Valves with Acoustics Back Pressure in long Distance Lines.** Journal of Sound and Vibration, 1974.

FAGOTTI, F., TODESCAT, M. L., FERREIRA, R. T. S., PRATA, A. T. **Heat Transfer Modeling in a Reciprocating Compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 605–610, 1994.

GOSNEY, W. B. **Principles of Refrigeration.** Cambridge University Press, 1982.

HAMILTON, J. F. **Extensions of Mathematical Modeling of Positive Displacement Type Compressor.** Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, pp. 9-25. 1974.

INCROPERA, F. P., DE WITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 3 ed. Rio de Janeiro: LTC, 1992.

JANSSEN, L. A. M., HOOGENDOORN, C. J. **Laminar Convective Heat Transfer in Helical Coiled Tubes.** International Heat Mass Transfer, vol. 21, pp. 1197-1206. 1978.

KARLL, B., **Computer Simulation of the Cylinder Process in a Compressor Based on the First Law of Thermodynamics.** Purdue Compressor Technology Conference, pp. 18-21, 1972.

KREMER, R., **Análise Teórica e Experimental da Influência da Atomização de Óleo em Processos de Compressão.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

LEE, S., SINGH, R., MORAN, M. J. **First Law Analysis of a Compressor Using a Computer Simulation Model.** Purdue Compressor Technology Conference, pp. 1-10, 1982.

LEMMON, E. W., MCLINDEN, M. O., HUBER, M. L. **REPROF**, Version 7.0, NIST

LILIE, D. E. B., FERREIRA, R. T. S. **Evaluation of the leakage through the clearance between piston and cylinder in hermetic compressors.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 1 – 6, 1984

LIU, R., ZHOU, Z. **Heat Transfer Between Gas and Cylinder Wall of Refrigeration Reciprocating Compressor.** Purdue Compressor Technology Conference, pp. 110-115, 1984.

LUCKMANN, A. J., RIBEIRO, G. B., DANJER, J. L., DESCHAMPS, C. J., BARBOSA, J. R. **Análise comparativa de códigos comerciais de CFD (CFX e Fluent): Simulação do bombeamento de óleo em compressores alternativos,** Relatório Interno, Convênio NRVA-Embraco, 2005.

MACLAREN, J. F. T. **A Review of Simples Mathematical Models of Valves in Reciprocating Compressors.** Purdue Compressor Technology Conference, pp. 180-187, 1972.

MATOS, F. F. S. **Análise numérica do comportamento dinâmico de válvulas tipo palheta em compressores alternativos,** Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

MEYER, W., DOYLE, H. **An Analytical Model of Heat Transfer to the Suction Gas in Low-Side Hermetic Refrigeration Compressor.** International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 898-907, 1990.

OIL, K. T. **Heat Transfer Study of a Hermetic Refrigeration Compressor.** Applied Thermal Engineering, vol. 23, pp. 1931-1945. 2003.

PANDEYA, P. N., SOEDEL W. **A Generalized Approach Towards Compressor Performance Analysis.** Purdue Compressor Technology Conference, pp. 135-143, 1978.

PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flow,** Hemisphere Publishing Corporation, Estados Unidos, 1980.

PÉREZ-SEGARRA, C. D., RIGOLA, J., SÒRIA, M., OLIVA, A. **Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors.** International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 579 – 593. 2005.

PHAM, H., **Springer Handbook of Engineering Statistics.** Springer-Verlag. 2006.

POLMAN, J. **Heat Transfer in a Piston-Cylinder System.** International Journal Heat Mass Transfer, vol. 24, pp. 184-187. 1981.

POSSAMAI, F.C., TODESCAT, M. L. **A Review of Household Compressor Energy Performance.** International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 12-15, 2004.

PRAKASH, R., SINGH, R., **Mathematical Modelling and simulation of Refrigeration Compressor.** Purdue Compressor Technology Conference, pp. 274-285, 1974.

RECKTENWALD, G. W., RAMSEY, J. P., PATANKAR, S. V., **Prediction of Heat Transfer in Compressor Cylinders**. Purdue Compressor Technology Conference, pp. 159-169, 1986.

STOECKER W. F.; JONES J.W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. McGraw-Hill, 1985.

TODESCAT, M. L., FAGOTTI, F., PRATA, A. T., FERREIRA, R. T. S., **Thermal Energy Analysis in Reciprocating Hermetic Compressors**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 1419 – 1428. 1992.

USSYK, M. S. **Simulação Numérica do Desempenho de Compressores Herméticos Alternativos**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1984.

WAMBSGANSS, M. **Mathematical Modeling and Design Evaluation of High Speed Reciprocating Compressor**, Ph.D. Thesis, Purdue University, 1966.