

Maurício Júlio de Oliveira

**MODELAÇÃO TÉRMICA DO COMPRESSOR RECÍPROCO
LINEAR OPERANDO SEM ÓLEO LUBRIFICANTE**

Dissertação submetida à Universidade
Federal de Santa Catarina para a
obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica.

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

**Florianópolis, SC
2014**

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

de Oliveira, Maurício Júlio

Modelação Térmica do Compressor Recíproco Linear Operando
sem Óleo Lubrificante / Mauricio Júlio de Oliveira ;
orientador, César José Deschamps - Florianópolis, SC, 2014.
133 p.

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

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Ciências térmicas. 3.
Refrigeração doméstica. 4. Eficiência energética de
compressores. 5. Análise térmica e fluidodinâmica. I.
Deschamps, César José . II. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
III. Título.

Maurício Júlio de Oliveira

**MODELAÇÃO TÉRMICA DO COMPRESSOR RECÍPROCO
LINEAR OPERANDO SEM ÓLEO LUBRIFICANTE**

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

Florianópolis, 21 de agosto de 2014.

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

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.Eng.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

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

Prof^a. Viviana Cocco Mariani, Dr.Eng. (PUC-PR)

Prof. Paulo Sergio Berving Zdanski, D.Sc. (UDESC)

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

*Aos meus pais, **Lurdete e José Nivaldo**. Por me mostrarem os verdadeiros valores da vida.*

*Aos meus irmãos, **Matheus Ulisses, Paula Fernanda e José Henrique**.*

*Aos meus sobrinhos, **Cecília e Pedro**.*

*À mãe de **Jesus, Nossa Senhora**.*

AGRADECIMENTOS

A Deus, por tudo.

À minha família, pela presença constante e amor, pelos valores e por me mostrarem desde pequeno a importância de estudar.

Ao Frei Cácio, Frei Frigo, Pe. Gabriele e ao Pe. Vergílio.

Ao professor César José Deschamps pela oportunidade, exemplo de orientação e profissionalismo neste trabalho e nos anos de graduação como meu professor em Mecânica dos Fluidos I

Aos amigos que levarei para vida toda, Marco Diniz e Claudio Santos, pelos pontos de vista e amizade. Especialmente ao Marco, pela amizade, parceria e experiência em transferência de calor.

À Leiza Reis, pela sua ajuda e interesse nas atividades desenvolvidas neste trabalho, como aluna de iniciação científica.

A CAPES e a Whirlpool SA – EMBRACO, pelo financiamento.

Aos engenheiros mecânicos da EMBRACO: Evandro Pereira, Fabian Fagotti, Sergio Lohn pelo suporte com dados e opiniões.

Aos membros da banca examinadora, pela avaliação e tempo.

Aos colegas do POLO, pela amizade.

Ao Eduardo Ludgero e ao Fabiano Vambommel, pelas ajudas com programação e instrumentação.

Aos funcionários do POLO de modo geral.

Aos professores que me deram aula. Cada aula é um tesouro impagável de centenas de anos de conhecimento e desenvolvimento do homem, tenho muito orgulho de ter participado disso.

Ao meu primo, João Manoel de Oliveira Feck, futuro engenheiro eletricitista. Obrigado pela amizade e pelas discussões sobre engenharia.

Aos grandes amigos Luan Côrrea, Rodrigo Favarin e Felipe Darabas pela companhia.

Aos meus amigos de banda e de infância: Julian Clezar, Fabiano Ferreira, Marcos Tiskoski e Lucas Coelho, pela amizade e pelos momentos de música no palco e nos ensaios.

“Precisamos dar um sentido humano às nossas construções. E, quando o amor ao dinheiro, ao sucesso nos estiver deixando cegos, saibamos fazer pausas para olhar os lírios do campo e as aves do céu.”

(Érico Veríssimo)

“Tudo o que a sua mão encontrar para fazer, faça-o de todo coração.”

(Jesus de Nazaré)

RESUMO

O superaquecimento do fluido refrigerante no processo de sucção reduz as eficiências volumétrica e isentrópica de compressores recíprocos usados em sistemas de refrigeração. A presente dissertação considera a modelação térmica de um compressor recíproco operando sem óleo lubrificante. O método de volumes finitos foi adotado para a solução da condução de calor nos componentes sólidos e do escoamento de fluido refrigerante no interior da carcaça. A fim de reduzir o custo computacional, o ciclo de compressão no interior do cilindro foi modelado com uma formulação integral transiente, mas de forma acoplada ao restante do domínio de solução. O modelo desenvolvido foi adotado para a previsão dos campos de velocidade e temperatura, bem como do fluxo de calor em diferentes regiões do compressor. Em termos da distribuição de temperatura, diferenças pontuais entre resultados numéricos e experimentais foram observadas para os sólidos e para o gás, sendo levantadas hipóteses para justificá-las. Apesar disso, o modelo forneceu previsões em boa concordância com as medições em quatro diferentes condições de operação, especialmente em relação ao superaquecimento do gás de sucção e a parâmetros de eficiência do compressor. Uma vez que não necessita de calibração experimental, o modelo desenvolvido é particularmente útil no projeto de compressores.

Palavras-chave: compressor recíproco, gerenciamento térmico, superaquecimento.

ABSTRACT

Suction superheating acts to reduce the volumetric and isentropic efficiencies of small reciprocating compressors adopted for household refrigeration. This dissertation considers the thermal modeling of an oil-free linear compressor. The finite volume method was adopted for the solution of both the heat conduction in solids components and the flow of refrigerant inside the compressor shell. In order to reduce the computational cost, the compression cycle inside the cylinder was modeled via a transient lumped formulation, but in a coupled manner with the model for the remainder of the solution domain. The developed model was adopted to predict the velocity and temperature fields and heat flux in different regions of the compressor. In terms of temperature distribution, some difference between numerical and experimental results was observed in specific regions of solid components and gas. Nevertheless, the model presented was able to predict estimates in good agreement with measurements, especially for gas suction superheating and efficiency parameters, in four different operating conditions. The model does not require experimental calibration, being particularly useful in compressor design.

Keywords: reciprocating compressor, thermal management, superheating.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Evolução do consumo de energia dos refrigeradores de uma porta, PROCEL (2011).	32
Figura 1.2 – Os componentes da invenção de Perkins hoje.	33
Figura 1.3 – Diagramas $p-h$ para ciclo padrão.	33
Figura 1.4 – <i>Kit</i> interno do compressor linear, adaptado de Bocchiola (2011).	35
Figura 1.5 – Vista geral superior do compressor alternativo linear.....	36
Figura 1.6 – Vista geral de partes internas do compressor alternativo linear.	37
Figura 1.7 – Mancal aerostático, desvio do fluxo indicado em vermelho, adaptado de Hülse (2008).	37
Figura 1.8 – Diagrama de perdas em compressores.	38
Figura 1.9 – Efeito do superaquecimento na sucção via análise teórica, adaptado de Kremer (2006).	41
Figura 2.1 – Representação esquemática do mecanismo biela-manivela de um compressor alternativo.	43
Figura 2.2 – Balanço de forças no pistão do compressor linear, Hülse (2008).	45
Figura 2.3 – Volumes de controle do modelo térmico desenvolvido por Bradshaw <i>et al.</i> (2010) para a simulação de um minicompressor linear.	46
Figura 2.4 – Eficiência isentrópica, η_s , dos compressores linear e biela-manivela em relação ao volume morto, V_δ . Adaptado de Groll e Bradshaw (2013).	47
Figura 2.5 – Visão esquemática dos volumes de controle adotados para balanços de energia no modelo térmico de Todescat <i>et al.</i> (1992).	49
Figura 2.6 – Resultados numéricos de temperatura do modelo de rede térmica de Ooi (2003) comparados com dados experimentais.....	50
Figura 2.7 – Perfil de temperatura em graus Celsius de componentes sólidos de um compressor alternativo, adaptado de Ribas (2007).	51
Figura 2.8 – Campos de temperatura para a carcaça e o conjunto mecânico de um compressor alternativo, Sanvezzo (2012).....	52
Figura 2.9 – Compressor simulado via modelo diferencial. Adaptado de Birari <i>et al.</i> (2006).....	54

Figura 3.1 – Câmara de compressão e dimensões importantes para definição da equação $V_{cyl}(t)$.	58
Figura 3.2 – Representação de escoamento em uma válvula do tipo palheta.	60
Figura 3.3 – Modelo de dinâmica para as válvulas de um compressor linear, com a válvula de sucção sobre o pistão.	61
Figura 3.4 – Volume de controle para o balanço de energia na câmara de compressão.	63
Figura 3.5 – Modelo de escoamento em válvulas, a montante (<i>upstream</i>) e a jusante (<i>downstream</i>).	66
Figura 3.6 – Volume de controle da folga pistão-cilindro.	68
Figura 3.7 – Volume de controle da folga pistão-cilindro planificada.	68
Figura 4.1 – Compressor antes e depois da simplificação geométrica.	79
Figura 4.2 – Etapas do desenvolvimento de uma simulação numérica.	80
Figura 4.3 – Canecos da descarga, compressor não simplificado.	81
Figura 4.4 – Corte na região da descarga do compressor, com camadas prismáticas nas interfaces sólido-fluido.	82
Figura 4.5 – Simplificação geométrica na região de descarga e malha gerada.	83
Figura 4.6 – Campo de velocidade na região de descarga do compressor.	84
Figura 4.7 – Regiões de contorno: C_1 entrada (linha de sucção), C_2 saída (linha de descarga), C_3 carcaça do compressor, V_1 bobinas de cobre do motor linear.	85
Figura 4.8 – Regiões de contorno da câmara de compressão: C_4 paredes de aço (verde), C_5 orifício de sucção (anel azul), C_6 quatro orifícios de descarga (vermelho).	85
Figura 4.9 – Condições de contorno e de geração volumétrica fornecidas pelo modelo integral e condições de contorno fornecidas pelo modelo diferencial.	88
Figura 4.10 – Fluxograma para preparação de casos para simulação.	90
Figura 4.11 – Acoplamento entre modelos integral e diferencial automatizado pelo código linguagem C.	93
Figura 5.1 – Campo de temperatura e caminho do gás na condição de referência para o escoamento de gás em todo o compressor (sólido oculto).	101

Figura 5.2 – Variação da temperatura do gás do passador de sucção (A) ao passador de descarga (J).....	102
Figura 5.3 – Campo de temperatura na região do motor, escoamento de gás na condição de operação (sólido oculto).....	103
Figura 5.4 – Campo de temperatura apresentando o escoamento de gás interno ao sistema de descarga e entre carcaça e cabeçote (sólido oculto).....	104
Figura 5.5 – Campo de temperatura em corte transversal na altura da descarga, apresentando o campo de temperatura no escoamento de gás (sólido oculto).	106
Figura 5.6 – Campo de temperatura do escoamento de fluido refrigerante na região de saída do tubo caracol (sólido oculto).	106
Figura 5.7 – Campo de temperatura para sólidos na condição de referência e posições de medição em partes sólidas.	108
Figura 5.8 – Perfis de temperatura em superfícies sólidas nas posições de L a U.	109
Figura 5.9 – Solução numérica para caminho do gás em função de h_{amb}	112
Figura 5.10 – Junta de papelão em verde, com funções de vedação e isolamento térmico do par cabeçote-cilindro (cilindro oculto)...	113
Figura 5.11 – Solução numérica para caminho do gás em função da variação da condutância da junta ($h_{amb} = 10W/m^2K$).	115
Figura 5.12 – Solução numérica para caminho do gás em função da variação da condutância da junta ($h_{amb} = 15W/m^2K$).	116
Figura 5.13 – Solução numérica para caminho do gás em função de CO_1 e CO_2	118
Figura 5.14 – Solução numérica para caminho do gás em função de CO_3 e CO_4	119

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Síntese de modelos para a análise térmica de compressores.	55
Tabela 4.1 – Condições de contorno e de geração de calor do modelo diferencial.	86
Tabela 4.2 – Condições de contorno para o modelo integral.	87
Tabela 5.1 – Condição de operação referência.....	99
Tabela 5.2 – Resultados experimentais e numéricos de temperatura em graus Celsius ao longo do escoamento do gás no interior do compressor.....	100
Tabela 5.3 – Valores extremos de temperatura nas duas câmaras.....	104
Tabela 5.4 – Medições de temperatura na posição J realizadas no POLO e na EMBRACO, na condição de operação de referência.	107
Tabela 5.5 – Comparação entre resultados numéricos e experimentais de temperatura em graus Celsius em superfícies sólidas do compressor.....	109
Tabela 5.6 – Solução para caminho do gás em função da variação de h_{amb}	111
Tabela 5.7 – Análise de sensibilidade para condutância da junta de papelão.....	114
Tabela 5.8 – Solução para caminho do gás em função da variação de $(k/l)_{gasket}$	114
Tabela 5.9 – Influência da condutância da junta de papelão sobre o superaquecimento do gás de sucção ($h_{amb} = 10W/m^2K$).	116
Tabela 5.10 – Influência da condutância da junta de papelão sobre o superaquecimento do gás de sucção ($h_{amb} = 15W/m^2K$).	117
Tabela 5.11 – Condições de operação usadas em simulações com o modelo.	117
Tabela 5.12 – Comparação numérico-experimental para CO_1 e CO_2	118
Tabela 5.13 – Comparação numérico-experimental para CO_3 e CO_4	119
Tabela 5.14 – Resultados gerais fornecidos pela metodologia numérica.	121
Tabela 5.15 – Resultados gerais experimentais.....	121

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Símbolos gerais

A	Amplitude do movimento do pistão	[m]
A	Área	[m ²]
e	Energia específica do gás	[J/kg]
\overline{AF}	Caminho gás até válvula de sucção	-
\overline{FG}	Processo de compressão	-
c	Velocidade do som	[m/s]
c_p	Calor específico à pressão constante	[J/(kg.K)]
c_v	Calor específico a volume constante	[J/(kg.K)]
c_v	Constante de amortecimento equivalente da válvula	[N.s/m]
COP	Coefficiente de performance	-
D	Diâmetro	[m]
\dot{E}	Energia	[W]
f	Frequência de operação do compressor	[Hz]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/m ² K]
h	Entalpia	[J/kg]
H_G	Coefficiente de transferência de calor no interior da câmara de compressão	[W/m ² K]
K_v	Constante elástica equivalente da válvula	[kg/s]
k	Condutividade	[W/m.K]
k	Energia cinética turbulenta	[m ² /s ²]
l	Espessura	[m]
L	Comprimento	[m]
m	Massa	[kg]
\dot{m}	Fluxo de massa	[kg/s]
M	Número de Mach	-
M_v	Massa da válvula	[kg]
p	Pressão	[Pa]
Pr	Número de Prandtl	-
Pr_t	Número de Prandtl turbulento	-
q''	Taxa de transferência de calor por unidade de área	[W/m ²]
q'''	Taxa de transferência de calor por unidade de volume	[W/m ³]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[W]
\mathcal{R}	Constante do gás	[J/(kg.K)]
R	Resistência térmica	[K/W]
Re	Número de Reynolds	-
t	Tempo	[s]
T	Temperatura	[°C]
T^+	Temperatura adimensional	-

\vec{U}	Velocidade do escoamento	[m/s]
u	Componente da velocidade na direção x	[m/s]
u^+	Velocidade adimensional na direção x	-
v	Componente da velocidade na direção y	[m/s]
ν	Volume específico	[m ³ /kg]
V	Volume	[m ³]
\dot{V}	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
\dot{W}	Potência	[W]
x	Deslocamento na direção x , eixo das abscissas	[m]
x_v	Deslocamento da válvula	[m]
\dot{x}_v	Velocidade de abertura ou fechamento da válvula	[m/s]
\ddot{x}_v	Aceleração da válvula ao abrir ou ao fechar	[m/s ²]
y	Direção y , eixo das ordenadas	[m]
y_{cc}	Altura instantânea da câmara de compressão	[m]
y^+	Distância adimensional da parede ao centro do primeiro elemento de malha	-
y_T^+	Distância adimensional da parede no momento da transição entre camadas sublimite viscosa e turbulenta	-
z	Direção z	[m]
$\Delta \dot{E}$	Balanço de energia na malha numérica	[W]
$\Delta \dot{E}^0$	Balanço de energia na iteração mais recente	[W]
$\Delta \dot{E}^{it}$	Balanço de energia na iteração qualquer it	[W]
Δp_+	Aumento de pressão dado pelo compressor	[Pa]
Δp_-	Queda de pressão dada pelo dispositivo de expansão	[Pa]

Principais subscritos

<i>amb</i>	Ambiente externo ao compressor
<i>bot</i>	Região de saia pistão-cilindro
<i>bea</i>	Mancal pneumático, lubrificação pistão-cilindro
<i>bea, o</i>	Mancal pneumático, lubrificação por orifício
<i>cc</i>	Câmara de compressão
<i>ciclo</i>	Referente ao <i>COP</i> termodinâmico isentrópico
<i>comp</i>	Compressor
<i>cond</i>	Condensador ou condensação
<i>cyl</i>	Cilindro
<i>dis</i>	Descarga
<i>dis, o</i>	Orifício de descarga
<i>ee</i>	Referente à área efetiva de escoamento
<i>ef</i>	Referente à área efetiva de força
<i>ele</i>	Referente à potência ou à eficiência elétrica
<i>evap</i>	Evaporador ou evaporação
<i>exp</i>	Resultados experimentais
<i>gasket</i>	Junta de papelão do cabeçote
<i>ger</i>	Geração de calor volumétrica
<i>G</i>	Gás em compressão
<i>h</i>	Referente ao diâmetro hidráulico
<i>i</i>	Referente ao diâmetro interno
<i>in</i>	Entra
<i>leak</i>	Vazamento
<i>mec</i>	Referente à potência ou à eficiência mecânica
<i>mot</i>	Motor
<i>num</i>	Resultados numéricos
<i>o</i>	Orifício sob a válvula
<i>out</i>	Sai
<i>pis</i>	Pistão (fronteira móvel)
<i>s</i>	Processo isentrópico
<i>sh</i>	Superaquecimento
<i>shell</i>	Carcaça do compressor
<i>suc</i>	Sucção
<i>suc, o</i>	Orifício de sucção
<i>sv</i>	Válvula de sucção
<i>th</i>	Referente a um processo ideal
<i>top</i>	Região de topo pistão-cilindro
<i>up</i>	A montante da válvula
<i>v</i>	Referente à válvula ou à eficiência volumétrica
$x_{0, pis}$	Curso médio do pistão
δ	Referente ao volume morto total (variável)
δ, geo	Referente ao volume morto geométrico (constante)

Símbolos gregos

γ	Razão entre os calores específicos	-
δ	Folga ou referência ao volume morto quando subscripto	[m], [m ³]
δ_{ij}	Delta de Kronecker	-
Δ	Diferença (delta)	-
ε	Taxa de dissipação turbulenta	[m ² /s ³]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
η	Eficiência	-
μ	Viscosidade absoluta do gás	[Pa.s]
μ_e	Viscosidade efetiva	[Pa.s]
μ_t	Viscosidade turbulenta	[Pa.s]
τ	Tensão de cisalhamento	[Pa]
φ	Fator de ajuste da amplitude de acordo com \dot{W}_{ele}	-
ω	Componente da velocidade na direção z	[m/s]
ω	Taxa de dissipação específica turbulenta	[s ⁻¹]

Abreviaturas

<i>AMG</i>	<i>Algebraic Multigrid</i>
<i>BDC</i>	<i>Bottom Dead Center</i>
<i>CC</i>	Condição de contorno fornecida ao modelo diferencial
<i>CCI</i>	Condição de contorno fornecida ao modelo integral
<i>CG</i>	Condição de geração volumétrica fornecida ao modelo diferencial
<i>CO</i>	Condição de operação
<i>CFD</i>	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
<i>FMG</i>	<i>Full Multigrid</i>
<i>it</i>	Iteração
<i>Nd</i>	Elemento químico Neodímio (terra rara)
<i>N_{ITER}</i>	Variável do Fluent para contagem de iterações
<i>SST</i>	<i>Shear Stress Transport</i>
<i>s_i</i>	Superfície inferior da válvula
<i>s_s</i>	Superfície superior da válvula
<i>SC</i>	Superfície de controle
<i>SIMPLE</i>	<i>Semi Implicit Linked Equations</i>
<i>TDC</i>	<i>Top Dead Center</i>
<i>∇C</i>	Volume de controle

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	31
1.1 REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	32
1.2 O COMPRESSOR ALTERNATIVO LINEAR.....	35
1.3 PARÂMETROS DE EFICIÊNCIA DE COMPRESSORES.....	38
1.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM COMPRESSORES.....	40
1.5 OBJETIVOS GERAIS DO TRABALHO.....	42
2. REVISÃO DA LITERATURA	43
2.1 MODELAGEM TERMODINÂMICA DO CICLO DE COMPRESSÃO.....	43
2.2 MODELAGEM TÉRMICA.....	47
2.2.1 Modelos integrais.....	48
2.2.2 Modelos híbridos.....	50
2.2.3 Modelos diferenciais.....	53
2.3 SÍNTESE E OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	55
3. MODELO INTEGRAL PARA O CICLO DE COMPRESSÃO	57
3.1 MECANISMO DE ACIONAMENTO.....	57
3.2 DINÂMICA DE VÁLVULAS.....	60
3.3 MODELAÇÃO DO CICLO DE COMPRESSÃO.....	62
3.4 VAZÕES EM VÁLVULAS E POR VAZAMENTO NA FOLGA PISTÃO-CILINDRO.....	65
3.4.1 Vazão mássica em válvulas.....	66
3.4.2 Vazão mássica através da folga pistão-cilindro.....	67
4. MODELO DIFERENCIAL PARA A TRANSFERÊNCIA DE CALOR	71
4.1 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA.....	71
4.1.1 Equações governantes.....	71
4.1.2 Modelo de turbulência SST.....	74
4.2 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO.....	78
4.2.1 Geometria e malha de discretização.....	78

4.2.2	Condições de contorno e de geração de calor	84
4.2.3	Preparação de casos e acoplamento de modelos	88
4.3	VERIFICAÇÃO NUMÉRICA.....	93
4.3.1	Erros de discretização	94
4.3.2	CrITÉrios de convergência e parada.....	94
5.	ANÁLISE DE RESULTADOS	99
5.1	CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO REFERÊNCIA	99
5.1.1	Campo de temperatura no domínio do gás	100
5.1.2	Perfil de temperatura: domínio de sólido	107
5.2	ANÁLISES DE SENSIBILIDADE	110
5.2.1	Convecção externa na carcaça do compressor	111
5.2.2	Condução de calor pela junta de papelão.....	113
5.3	EFEITO DA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO	117
5.4	CONSIDERAÇÕES FINAIS	122
6.	CONCLUSÕES	123
6.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS.....	123
6.2	PRINCIPAIS CONCLUSÕES	123
6.3	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	124
	REFERÊNCIAS	127

1. INTRODUÇÃO

Suprindo a importante demanda pela conservação de alimentos e bebidas, os refrigeradores representam a maior fatia (28-30%) do consumo de energia elétrica no Setor Residencial brasileiro (CEPEL, 2006). Ainda, segundo a EPE – Empresa de Pesquisa Energética (2014), o consumo residencial de eletricidade foi 20,5% (124,9TWh) da oferta elétrica nacional, aquém apenas do Setor Industrial com 34,4% (210,1TWh). Assim, cerca de um terço destes 20,5% destinaram-se à refrigeração doméstica no ano de 2013 (37,4TWh), o que equipara-se ao consumo do Setor Público com 6,8% (41,3TWh) e à metade do consumo do Setor Comercial 13,8% (84,4TWh). Apesar de relevante, o consumo unitário de refrigeradores vem caindo nos últimos anos, devido à evolução tecnológica proveniente da necessidade dos fabricantes em atender as exigências do mercado e de órgãos regulamentadores.

Nos Estados Unidos, em 1992, um padrão regulamentador denominado *Energy Star*® foi criado pelo DOE (*Department of Energy*). Nessas três décadas, o programa tornou-se bastante reconhecido e impulsionou a redução de consumo unitário de mais de 60 categorias de eletrodomésticos, dentre eles os refrigeradores. No Brasil, a partir de 1994, um padrão regulamentador, representado pelo selo PROCEL (Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica), foi criado pela Eletrobrás em parceria com o Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (INMETRO). O programa estimula os fabricantes brasileiros a produzirem eletrodomésticos mais eficientes, tendo contribuído para a redução de 24,3% no consumo médio de refrigeradores combinados nos últimos 13 anos (PROCEL, 2014).

O relatório da PROCEL (2011) apresenta a redução do consumo médio mensal de energia elétrica da categoria de refrigeradores de uma porta (Figura 1.1). Essa categoria representa 70% das vendas no comércio, considerando modelos novos vendidos entre 1999 a 2011.

A partir da Figura 1.1, notam-se as reduções expressivas no consumo de energia médio de refrigeradores de uma porta, da ordem de 21,0% e 27,9% para refrigeradores com selo PROCEL e sem selo PROCEL, respectivamente. Esses resultados provêm de melhorias possibilitadas por investimento em pesquisa e desenvolvimento. Apesar desta redução no consumo de refrigeradores domésticos, no Brasil, o conforto térmico e refrigeração representam 10% do consumo elétrico nacional (PROCEL, 2006). Isso evidencia a importância do incentivo à pesquisa para reduzir as perdas energéticas inerentes a refrigeradores e outros eletrodomésticos.

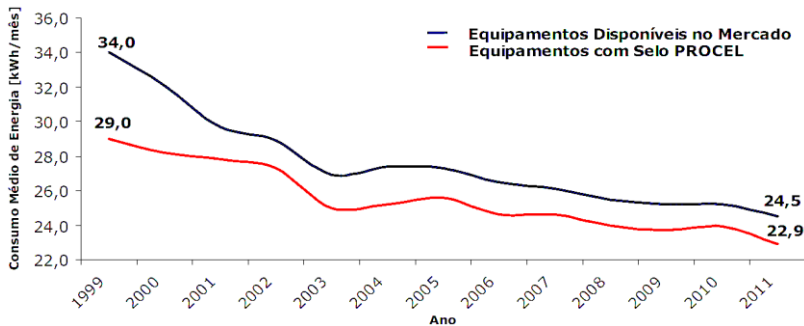


Figura 1.1 – Evolução do consumo de energia dos refrigeradores de uma porta, PROCEL (2011).

1.1 REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Em refrigeradores domésticos, a técnica de refrigeração mais empregada é a compressão mecânica de vapores. O primeiro registro de construção de um ciclo de refrigeração por meio dessa técnica foi através da patente do norte americano, Jacob Perkins (1834). A reivindicação que lhe garantiu tal patente afirma:

“An arrangement of apparatus or means... whereby I am enabled to use volatile fluids for the purpose of producing the cooling or freezing of fluids, and yet at the same time constantly condensing such volatile fluids, and bringing them again and again into operation without waste”, (GOSNEY, 1982, p.6).

Perkins notou que, ao pressurizar um fluido volátil através de uma bomba manual, mantendo-o em dois níveis de pressão através de restrição ao escoamento por meio de uma válvula e, ainda, havendo em cada nível de pressão um trocador de calor garantindo mudanças de fase sucessivas, condensação e evaporação, formava-se um ciclo em que ocorria o transporte de calor de um ambiente ao outro, refrigerando o primeiro. Apesar de não ter sido valorizada comercialmente naquele momento em que o mercado do gelo natural era bastante forte, a invenção foi de grande importância, pois representou o início da refrigeração como se conhece hoje. Isto é, o equipamento proposto por Perkins continha os quatro componentes essenciais de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, como descreve a Figura 1.2.

Dentre os ciclos de refrigeração por compressão de vapor, costuma-se representar como referência o ciclo teórico proposto por Sadi

Carnot (1824). O ciclo de Carnot é o de maior rendimento térmico possível, uma vez que é representado por processos ideais: compressão/expansão isentrópicos e liberação/absorção de calor isotérmicos.

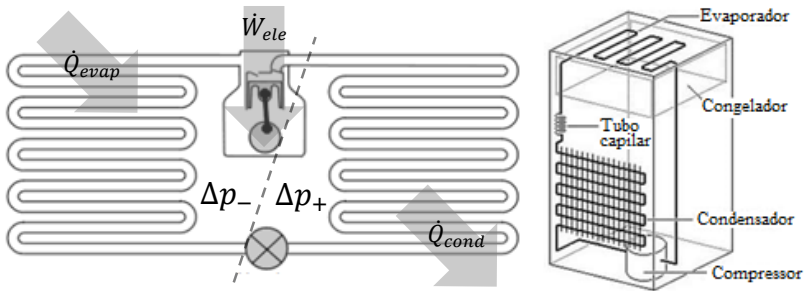


Figura 1.2 – Os componentes da invenção de Perkins hoje.

Entretanto, devido a irreversibilidades na válvula que restringe o escoamento e à necessidade de que o compressor trabalhe somente com vapor superaquecido, define-se outra referência, o ciclo de refrigeração padrão, para fins de análise de desempenho de refrigeradores. Este ciclo está representado no diagrama pressão-entalpia ($p-h$) da Figura 1.3.

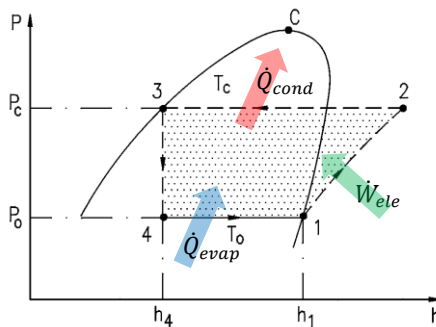


Figura 1.3 – Diagramas $p-h$ para ciclo padrão.

Na Figura 1.3, notam-se quatro estados termodinâmicos: 1, 2, 3 e 4. Estes estados são conectados por quatro processos: (1-2: compressor) compressão isentrópica do fluido refrigerante na forma de vapor, proveniente do trocador de calor de baixa pressão; (2-3: condensador) fluido refrigerante superaquecido adentra o trocador de calor de alta pressão para a rejeição isobárica de calor, mudando de fase e reduzindo seu título; (3-4: dispositivo de expansão) expansão à entalpia constante

do fluido refrigerante, formando uma mistura bifásica e garantindo a diferença de pressão do sistema de refrigeração; (4-1: evaporador) fluido refrigerante adentra o trocador de calor de baixa pressão para a absorção isobárica de calor do ambiente a ser refrigerado, mudando de fase e aumentando seu título para nova compressão (1-2), fechando o ciclo padrão de refrigeração.

No processo (4-1), a taxa de retirada de calor do ambiente é denominada capacidade de refrigeração (\dot{Q}_{evap}), sendo expressa por

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

O coeficiente de performance do sistema (COP) é um importante parâmetro de avaliação de eficiência do ciclo, ou sistema, de refrigeração por compressão mecânica de vapor:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{ele}}, \quad (1.2)$$

em que \dot{W}_{ele} é a potência elétrica do compressor, referente ao processo (1-2). O compressor é o principal consumidor de energia elétrica do sistema de refrigeração e, assim, justifica o desenvolvimento crescente de pesquisas para o aumento de sua eficiência, bem como para a redução do ruído e custo de fabricação.

Os compressores podem ser classificados em: (i) compressores rotodinâmicos e (ii) compressores de deslocamento positivo. Compressores rotodinâmicos possuem pás girantes que aumentam a energia cinética do escoamento e, em seguida, convertem essa energia em aumento de pressão (Δp_+) com o emprego de um difusor. Por outro lado, os compressores de deslocamento positivo geram o aumento de pressão (Δp_+) através do confinamento e redução de um volume de gás, através da movimentação de uma fronteira móvel ou elemento de compressão. Os compressores de deslocamento positivo podem ser subdivididos em três tipos: rotativos, orbitais e alternativos.

Os compressores alternativos herméticos são os mais utilizados em refrigeradores domésticos. O termo hermético refere-se ao enclausuramento de todos os componentes (*kit* mecânico e motor elétrico) em uma cavidade lacrada (hermética) de aço estampado. Esse tipo de compressor pode ser subdividido de acordo com o mecanismo de acionamento: biela-manivela ou atuador linear. O mecanismo de acionamento é o responsável pelo movimento alternado imposto ao

elemento de compressão, o pistão. Compressores alternativos podem ter o movimento alternado do pistão fornecido por um mecanismo do tipo biela-manivela ou por um atuador linear, sendo este último objeto da análise do presente trabalho.

1.2 O COMPRESSOR ALTERNATIVO LINEAR

O mecanismo de acionamento do compressor linear é composto por quatro elementos, conforme mostra a Figura 1.4: (i) motor linear que gera pulsos eletromagnéticos em uma dada frequência, através de núcleos de aço laminado envoltos por duas bobinas de cobre; (ii) mola com a função estrutural de suspender o *kit* mecânico e, principalmente, para atuar como elemento ressonante na frequência de operação, amplificando o movimento do pistão; (iii) pistão e (iv) magnetos inseridos na haste metálica conectada ao pistão.

De forma sucinta, os pulsos eletromagnéticos geram a força magnética que dá movimento aos magnetos, inseridos na haste metálica que é conectada ao pistão. A frequência de operação do motor linear que gera os pulsos permite que a mola vibre em seu modo de ressonância fundamental, amplificando o movimento e dando a vazão mássica desejada. Os magnetos são compostos do elemento químico Neodímio (*Nd*), do grupo das terras raras.

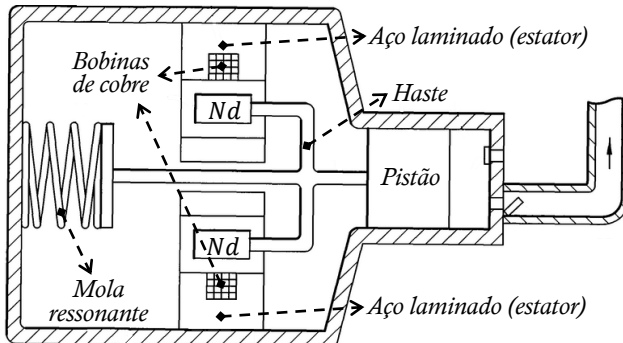


Figura 1.4 – Kit interno do compressor linear, adaptado de Bocchiola (2011).

Compressores lineares permitem o controle de capacidade de refrigeração através da variação do curso do pistão, algo que não pode ser realizado no mecanismo biela-manivela. A variação do curso e, conseqüentemente, a capacidade de refrigeração, é proporcional à potência elétrica consumida pelo compressor. Deve ser também

destacado que, em função do curso variável do pistão, compressores lineares possuem também volume morto variável.

Neste trabalho, um compressor alternativo linear sem óleo foi selecionado para análise, operando com fluido refrigerante R134a e na frequência de 120 Hz (Figura 1.5 e Figura 1.6). O sistema de sucção é indireto e, assim, o fluido adentra o compressor e circula por todo o ambiente interno da carcaça antes de ser admitido na câmara de compressão. Do ponto de vista prático, esta circulação de fluido à baixa pressão é usada para promover o resfriamento de vários componentes quentes do compressor.

A carcaça do compressor em análise possui geometria singular, composta por uma região em forma de pescoço (Figura 1.5), dividindo o compressor em duas regiões: uma correspondendo ao sistema de sucção e outra ao sistema de descarga. Tal configuração tem o intuito de reduzir o aumento de temperatura do gás no sistema de sucção e que ainda será comprimido.

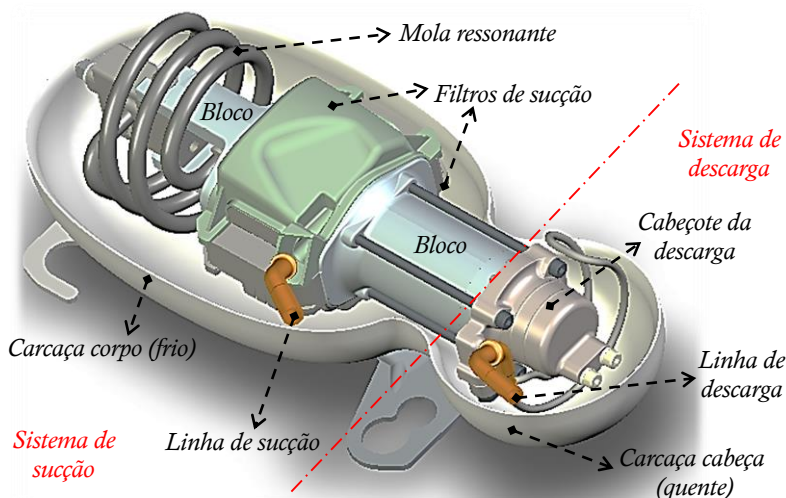


Figura 1.5 – Vista geral superior do compressor alternativo linear.

Uma característica muito importante e peculiar do compressor estudado neste trabalho, é a ausência de óleo lubrificante. O contato entre partes móveis é evitado pelo desvio de fluido refrigerante à alta pressão para a região de contato pistão-cilindro, formando um mancal aerostático ou pneumático (Figura 1.7).

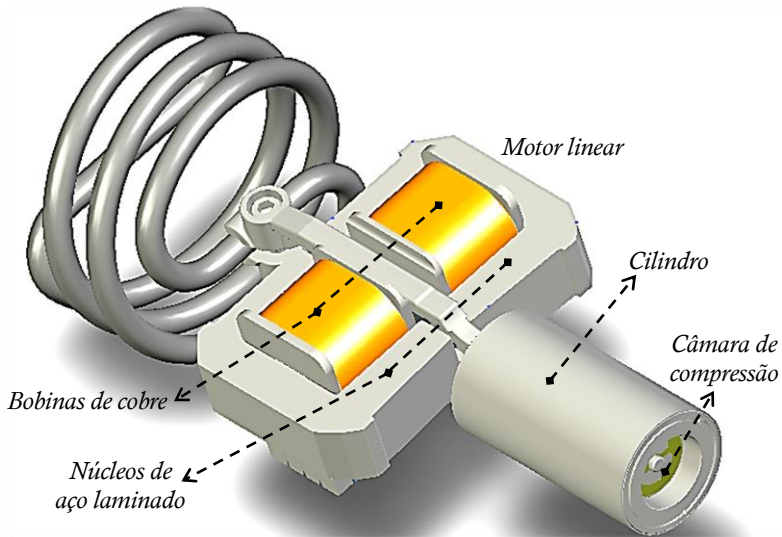


Figura 1.6 – Vista geral de partes internas do compressor alternativo linear.

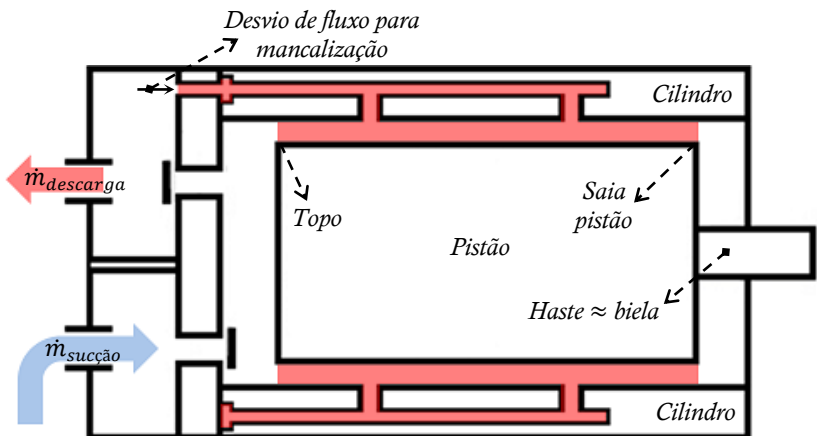


Figura 1.7 – Mancal aerostático, desvio do fluxo indicado em vermelho, adaptado de Hülse (2008).

A inexistência de óleo no compressor tem pontos positivos e negativos. A presença do óleo protege contra a oxidação das partes metálicas, lubrifica os mancais e atua como agente selante para reduzir o vazamento de gás em folgas formadas em válvulas e pelo par pistão-cilindro. Algumas dificuldades para o emprego de óleo são: eventual não

afinidade química com o fluido refrigerante; limitação dos níveis de temperatura de operação para a fim de evitar sua degradação; redução da taxa de transferência de calor nos trocadores de calor do sistema de refrigeração; poluição do meio ambiente no descarte do compressor; maior custo de produção do compressor associado à sua compra e à logística para o seu manuseio e armazenagem.

Considerando o exposto, a ausência de óleo lubrificante em compressores traz vantagens que tornam o equipamento competitivo. Entretanto, a ausência de óleo no compressor pode causar o travamento do pistão devido à obstrução da folga pistão-cilindro pela presença de óxidos na espessura micrométrica da folga. Assim, a fabricação e montagem deste tipo de compressores exige cuidados extremos com limpeza e umidade.

1.3 PARÂMETROS DE EFICIÊNCIA DE COMPRESSORES

O funcionamento de compressores alternativos para refrigeração tem diversas fontes de ineficiência, com parte da potência consumida (\dot{W}_{ele}) não sendo utilizada para a compressão do gás. As perdas inerentes ao funcionamento do equipamento compreendem parcelas de origem elétrica, mecânica e termodinâmica, representadas na Figura 1.8.

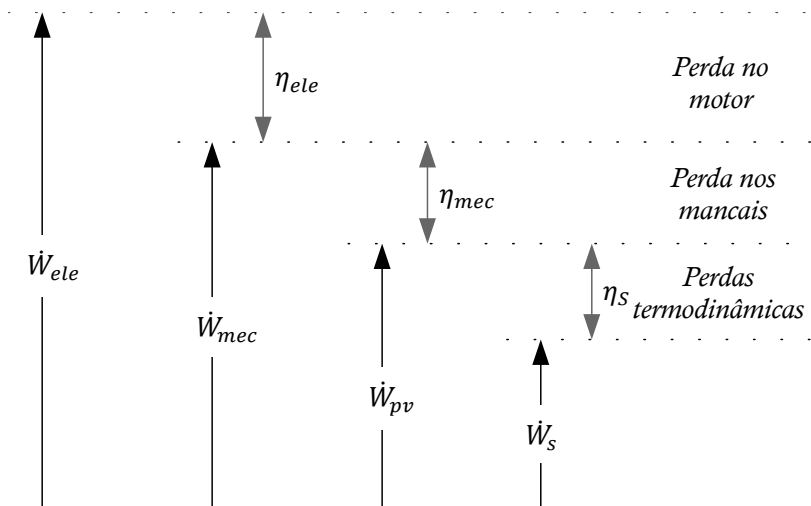


Figura 1.8 – Diagrama de perdas em compressores.

Como pode ser observado na Figura 1.8, a potência elétrica (\dot{W}_{ele}) não é completamente convertida em potência mecânica, ou potência de eixo, (\dot{W}_{mec}). Parte dessa energia é perdida na forma de calor. Assim, define-se a eficiência elétrica pela seguinte equação:

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

De mesma maneira, a potência mecânica não é completamente convertida em potência útil para os processos termodinâmicos do ciclo de compressão, geralmente denominada potência indicada, (\dot{W}_{pv}), pois existem perdas por atrito nas partes móveis do compressor. Assim, define-se a eficiência mecânica como:

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_{pv}}{\dot{W}_{mec}}. \quad (1.4)$$

A potência indicada é a potência entregue ao fluido refrigerante pelo elemento de compressão (pistão), ou seja, é a potência necessária para realização do ciclo de compressão. Devido irreversibilidades termodinâmicas, devido a vazamentos, atrito viscoso do escoamento em válvulas e superaquecimento do gás, sua magnitude é sempre maior do que a potência necessária para uma compressão isentrópica (\dot{W}_s). Em função disso, define-se a eficiência isentrópica para a avaliação do desempenho termodinâmico do compressor:

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{pv}}, \quad (1.5)$$

sendo:

$$\dot{W}_s = \dot{m}(h_{2,s} - h_1), \quad (1.6)$$

em que \dot{m} é a vazão mássica fornecida pelo compressor e $h_{2,s}$ é a entalpia específica do fluido refrigerante ao final de um processo de compressão isentrópico partindo do estado termodinâmico 1 com entalpia h_1 . No caso de compressores herméticos é também usual se definir a eficiência

isentrópica pela razão entre a potência isentrópica \dot{W}_s e a potência elétrica consumida, \dot{W}_{ele} . Esta definição não é adotada neste trabalho.

Além da eficiência isentrópica, η_s , outro parâmetro comumente adotado na avaliação do desempenho de compressores é a eficiência volumétrica (η_v), definida pela razão entre a vazão mássica fornecida pelo compressor, \dot{m} , e a vazão mássica ideal (\dot{m}_{th}):

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}}. \quad (1.7)$$

A vazão ideal é aquela que seria fornecida pelo compressor se o volume deslocado pelo movimento do pistão fosse preenchido com gás no estado termodinâmico (p e T) do passador de sucção.

Uma característica importante de compressores alternativos lineares frente a compressores alternativos biela-manivela, é sua eficiência mecânica elevada, em torno de 99%, devido ao menor número de partes móveis.

1.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM COMPRESSORES

O entendimento dos fenômenos térmicos no interior de um compressor permite identificar fontes de ineficiência e, assim, possibilidades de melhoria. No entanto, estudos sobre transferência de calor em compressores apenas se difundiram nas últimas três décadas. Justificativas para este interesse tardio de pesquisas na área se devem em parte devido à incerteza sobre a influência da transferência de calor no desempenho do compressor (BROK *et al.*, 1980) e, pela complexidade na modelagem do problema (SHIVA PRASAD, 1998).

Os efeitos da transferência de calor no desempenho de compressores estão relacionados a aspectos de eficiência termodinâmica e de confiabilidade. No que diz respeito à eficiência, um dos principais aspectos analisados é o aumento de temperatura do gás refrigerante entre o passador de sucção e a câmara de compressão. Este fenômeno, comumente referenciado como superaquecimento do gás de sucção, tem os seguintes efeitos prejudiciais:

- Reduz a densidade do gás que é admitido na câmara de compressão e, com isso, reduz a vazão de massa fornecida pelo compressor;

- Aumenta o trabalho específico de compressão necessário para aumentar a pressão do fluido refrigerante.

Apesar de prejudicial à eficiência termodinâmica do compressor, o superaquecimento do gás pode ser necessário para evitar a entrada de líquido na câmara de compressão. Além disso, em algumas aplicações, o superaquecimento é um resultado da passagem do gás sobre o motor para evitar temperaturas excessivas.

O calor rejeitado no interior da carcaça do compressor pelo sistema de descarga contribui também para o aumento do superaquecimento do gás. Investigações experimentais como as realizadas por Jacobs (1976), Brok *et al.* (1980), Gerlach e Berry (1989) e Shiva Prasad (1992) são exemplos de estudos que mostram a relação entre o superaquecimento do gás e o calor rejeitado pelo gás descarregado.

Ainda em relação à influência da transferência de calor na desempenho do compressor, Kremer (2006) estudou maneiras de reduzir a temperatura do gás durante a compressão. Através de uma análise teórica, o autor mostrou a redução da eficiência do compressor com o superaquecimento, indicado pelo COP_{pv} na Figura 1.9.

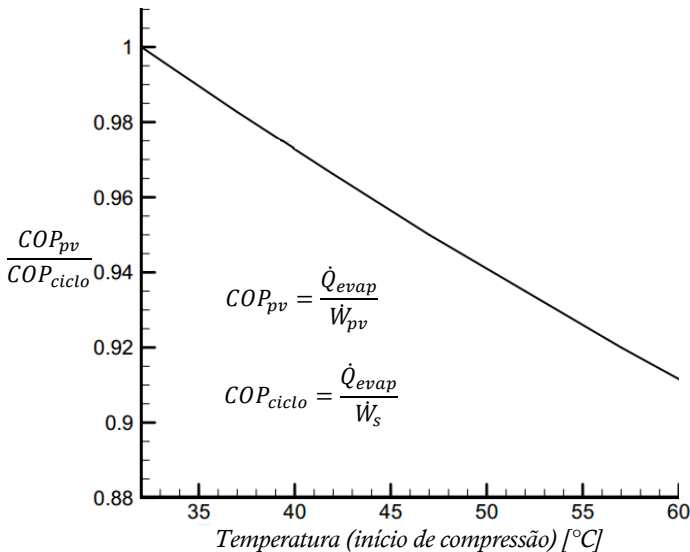


Figura 1.9 – Efeito do superaquecimento na sucção via análise teórica, adaptado de Kremer (2006).

Em relação a aspectos de confiabilidade, temperaturas elevadas podem ocasionar a falha de componentes fundamentais do compressor, tais como o motor elétrico. Outro impacto significativo é a variação da viscosidade do óleo lubrificante com a temperatura.

Em função do exposto, pode se afirmar que o conhecimento relacionado à transferência de calor em compressores é crucial para o desenvolvimento de sistemas de refrigeração mais eficientes, sendo a principal motivação deste trabalho.

1.5 OBJETIVOS GERAIS DO TRABALHO

O objetivo geral do presente trabalho é desenvolver e validar um modelo para previsão do campo de temperatura dos componentes de um compressor linear, com especial atenção ao superaquecimento do fluido refrigerante durante o processo de sucção. De posse do modelo, análises térmicas serão realizadas a fim de observar a interação térmica entre componentes sólidos e o escoamento de gás, bem como simular o compressor em quatro condições de operação.

2. REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo, apresenta-se uma revisão de trabalhos disponíveis na literatura que analisam o ciclo termodinâmico de compressão e a transferência de calor em compressores alternativos herméticos. No final deste capítulo, apresentam-se os objetivos específicos e as principais contribuições do presente trabalho.

2.1 MODELAGEM TERMODINÂMICA DO CICLO DE COMPRESSÃO

Nesta seção, apresentam-se trabalhos focados na modelagem termodinâmica de compressores alternativos, uma vez que a mesma deve ser acoplada à modelagem térmica.

Ussyk (1984), baseado nos trabalhos de Wambsganss (1966) e Pandeya e Soedel (1978), desenvolveu um modelo para caracterizar o ciclo de compressão em um compressor alternativo com mecanismo do tipo biela-manivela, conforme ilustrado na Figura 2.1. O modelo possui uma formulação transiente no tempo e integral no espaço e utiliza quatro grupos de equações para avaliar as seguintes grandezas: (i) volume instantâneo de gás confinado na câmara de compressão a partir dos parâmetros geométricos do mecanismo de acionamento; (ii) temperatura instantânea do gás no ciclo de compressão através de curvas de processos politrópicos; (iii) massa instantânea de gás que entra e sai da câmara de compressão através de válvulas; (iv) pressão interna por meio de uma equação de estado.

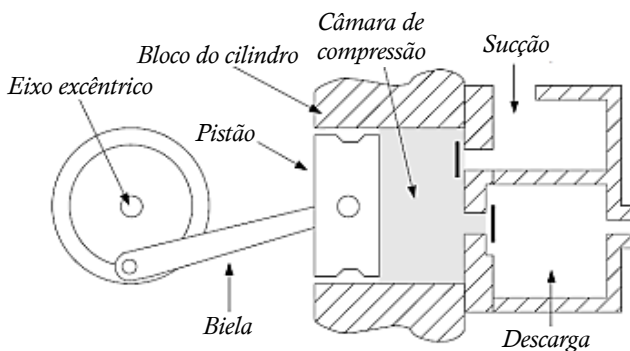


Figura 2.1 – Representação esquemática do mecanismo biela-manivela de um compressor alternativo.

Ao longo dos anos, o modelo de Ussyk (1984) foi adaptado diversas vezes, a fim de representar de maneira mais precisa os fenômenos físicos que acontecem no compressor. Por exemplo, Prata *et al.* (1992) incluíram um modelo para avaliar a transferência de calor entre os componentes do compressor. Além disto, Pereira *et al.* (2002) aprimoraram o modelo com a inclusão de um procedimento para a solução do escoamento pulsante compressível nos filtros acústicos de sucção e descarga.

Os primeiros modelos para o compressor linear se concentraram no estudo do motor linear, tendo em vista a nova tecnologia. Neste sentido, Cadman e Cohen (1969) desenvolveram um modelo para simular o acionamento linear, com o objetivo de prever o comportamento do motor em diferentes condições de carregamento, definidas pela razão de pressão entre as linhas de descarga e de sucção. A validação do modelo foi realizada através da comparação dos resultados com medições realizadas em um protótipo instrumentado de compressor linear. Os autores notaram que o movimento livre do pistão origina dificuldades em compressores lineares, tais como volume morto variável e instabilidade do pistão. A instabilidade do pistão, caracterizada por seus movimentos transversais devido ao maior grau de liberdade do movimento, aumenta o desafio na modelagem dos esforços. Mais tarde, Pollak *et al.* (1978) confirmaram as conclusões de Cadman e Cohen (1969), através de resultados fornecidos por modelos para descrever o movimento do pistão e o sistema elétrico, considerando o compressor operando em regime cíclico plenamente estabelecido.

Van der Walt e Unger (1994) apresentaram o estado da arte do compressor linear. Posteriormente, Unger (1998) e Unger e Novotny (2002) construíram diversos protótipos de compressores lineares e verificaram a possibilidade de aplicação dos mesmos em refrigeração criogênica e refrigeração de dispositivos eletrônicos.

As dificuldades de estabilização do pistão, identificadas por Cadman e Cohen (1969), foram avaliadas por Hülse (2008) em um compressor linear sem óleo. O autor estudou os carregamentos laterais que agem sobre o pistão (Figura 2.2), advindos do escoamento nos orifícios de insuflamento de gás usados para formar um mancal aerostático na folga pistão-cilindro, com o emprego de um modelo bidimensional para o equilíbrio dinâmico do pistão no interior do cilindro. O modelo construído permitiu concluir que, para o compressor linear estudado, o pistão é bastante estável e que as perdas por fricção e pela vazão de insuflamento são pequenas.

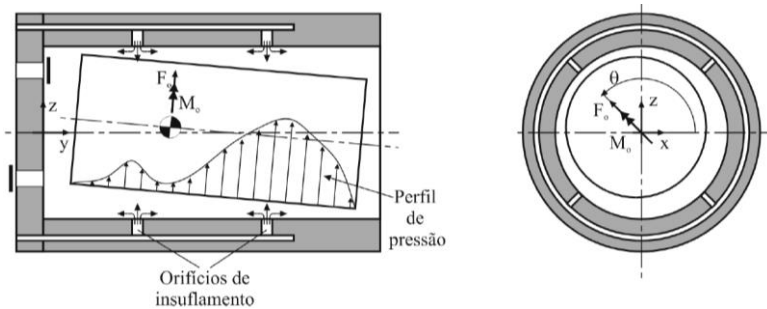


Figura 2.2 – Balanço de forças no pistão do compressor linear, Hülse (2008).

Hülse (2008) também estudou o mecanismo de acionamento do compressor alternativo linear sem óleo. O autor baseou-se no modelo de Ussyk (1984), substituindo as equações do eixo excêntrico pelas equações de movimento do par formado pelo atuador linear e pela mola ressonante, de forma a calcular a trajetória do pistão e, assim, a variação do volume na câmara de compressão. A primeira lei da termodinâmica foi empregada para o cálculo da temperatura do gás na câmara de compressão, com modelos específicos para a dinâmica e vazões associadas às válvulas. Uma equação de estado para o gás permitiu a determinação da pressão ao ciclo de compressão.

Com procedimento similar ao adotado por Hülse (2008), Bradshaw *et al.* (2010) desenvolveram um modelo para simular um minicompressor linear, empregando fluido refrigerante R-134a, projetado para refrigeração de equipamentos eletrônicos. Conforme ilustra a Figura 2.3, o modelo divide o compressor em dois volumes de controle: câmara de compressão, volume de controle 1 ($\forall C_1$) e ambiente interno da carcaça do compressor, volume de controle 2 ($\forall C_2$). A transferência de calor de cada um dos volumes de controle para o ambiente externo foi modelada através de uma correlação da literatura (FAGOTTI e PRATA, 1998). Para o ciclo de compressão no $\forall C_1$, modelos foram empregados para o cálculo das seguintes grandezas: (i) vazamento de fluido refrigerante na folga pistão-cilindro; (ii) movimento das válvulas de forma a avaliar vazões nos processos de sucção e descarga; (iii) movimento do pistão através da modelagem do motor linear. Finalmente, a seguinte expressão foi obtida a partir do balanço integral de energia aplicado ao compressor e seus componentes:

$$\frac{T_{shell} - T_{amb}}{R_{amb}} = \dot{Q}_{\forall C_1} + \dot{Q}_{\forall C_2}, \quad (2.1)$$

sendo a temperatura externa T_{amb} . A resistência à transferência de calor externa, R_{amb} , foi estimada a partir de correlação da literatura (HILPERT, 1933).

Os resultados obtidos por Bradshaw *et al.* (2011) para o curso do pistão (x_{pis}), eficiência volumétrica (η_v) e eficiência isentrópica (η_s), foram comparados com dados experimentais, sendo observados desvios máximos de 1,3%, 24% e 31%, respectivamente. Os autores salientaram que o modelo precisa ser melhorado do ponto de vista termodinâmico de forma a permitir o projeto de sistemas de refrigeração para dispositivos eletrônicos. Não obstante, o modelo se mostrou adequado para o dimensionamento do curso do pistão, diâmetro do cilindro e avaliação do vazamento na folga pistão-cilindro. Além disto, para uma dada frequência de operação, o modelo permite o dimensionamento da mola ressonante e, com isto, a determinação da potência que deve ser fornecida pelo motor linear.

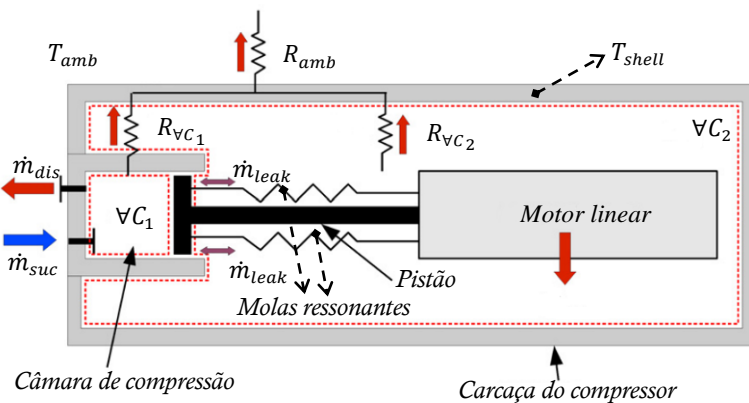


Figura 2.3 – Volumes de controle do modelo térmico desenvolvido por Bradshaw *et al.* (2010) para a simulação de um minicompressor linear.

Groll e Bradshaw (2013) aprimoraram o modelo de Bradshaw *et al.* (2011) e estudaram a influência da variação do volume morto (∇_δ) e do coeficiente de fricção (f) no par pistão-cilindro sobre o desempenho termodinâmico (η_v e η_s). Concluíram que a eficiência volumétrica cai linearmente com o aumento do volume morto, reduzindo consideravelmente a vazão de massa e, também, que seu valor não sofre influência do coeficiente de fricção. Quanto a eficiência isentrópica, Groll e Bradshaw (2013) observaram um decaimento não linear com a variação do volume morto, apresentando uma queda abrupta quando o volume morto atinge valores elevados. Diferentemente da eficiência volumétrica,

η_v , observaram que a eficiência isentrópica, η_s , é reduzida com o aumento do coeficiente de fricção pistão-cilindro.

Groll e Bradshaw (2013) fizeram também uma análise comparativa sobre a influência do volume morto no desempenho de compressores alternativos biela-manivela e de compressores lineares. Os autores observaram que, à medida que o volume morto aumenta, a redução da eficiência isentrópica é menor para compressores lineares. Este aspecto é resultado da capacidade do mecanismo em absorver parcela da energia do gás comprimido durante a expansão (efeito mola). Esta energia é absorvida pela mola ressonante e reutilizada na compressão seguinte, tornando este compressor mais eficiente, se comparado com o compressor alternativo biela-manivela Figura 2.4.

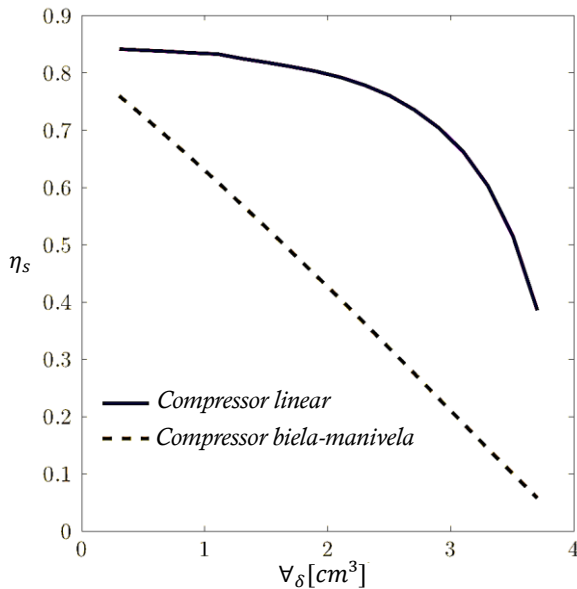


Figura 2.4 – Eficiência isentrópica, η_s , dos compressores linear e biela-manivela em relação ao volume morto, V_δ . Adaptado de Groll e Bradshaw (2013).

2.2 MODELAGEM TÉRMICA

Shiva Prasad (1998) elaborou uma revisão extensa sobre o estado da arte da análise térmica de compressores. Além de destacar a dificuldade encontrada pelos pesquisadores em modelar o fenômeno de transferência de calor, o autor concluiu sobre o consenso geral entre os pesquisadores a respeito da importância e dos muitos desafios do tema.

Como exemplo, Prasad (1998) indicou a dificuldade em se fazerem medições detalhadas para a validação de modelos, haja vista a complexidade geométrica dos componentes de compressores.

A partir da década de 90, com a evolução da capacidade computacional, métodos para a previsão do impacto da transferência de calor sobre o desempenho de compressores foram desenvolvidos. A importância do tema se consolidou não só na pesquisa acadêmica, mas também como uma ferramenta de projeto na indústria. A análise térmica do compressor consiste na determinação da temperatura de seus principais componentes e posterior identificação de suas influências sobre o seu desempenho termodinâmico e sua confiabilidade. Com essa informação e o conhecimento em materiais, pode-se então avaliar alternativas para o aumento de eficiência e melhoria de confiabilidade. De fato, a escolha de óleos lubrificantes, materiais e *layout* de componentes de compressores, compõe uma área de estudo conhecida como gerenciamento térmico.

A literatura apresenta diferentes modelos para a simulação térmica de compressores, os quais podem ser classificados em três grupos: (i) modelos integrais; (ii) modelos híbridos e (iii) modelos diferenciais. A seguir, apresentam-se as principais características de cada uma dessas abordagens de modelagem, bem como os trabalhos mais relevantes associados às mesmas. Todos os trabalhos revisados nesta seção se referem a compressores alternativos para refrigeração doméstica com mecanismo de acionamento do tipo biela-manivela.

2.2.1 Modelos integrais

Modelos integrais adotam balanços integrais de massa e energia em regiões de interesse do compressor. O acoplamento térmico entre as diferentes regiões, ou componentes, é realizado através de coeficientes de transferência de calor, calibrados a partir de dados experimentais ou obtidos através de correlações da literatura. Modelos integrais foram desenvolvidos por Meyer e Thompson (1990), Todescat *et al.* (1992) e Ooi (2003).

No trabalho de Todescat *et al.* (1992), o ciclo de compressão foi resolvido com base no modelo de Ussyk (1984). Por outro lado, a transferência de calor entre componentes do compressor e ambiente interno, foram avaliados em regime permanente. A Figura 2.5 apresenta os diversos volumes de controle empregados no modelo térmico de Todescat *et al.* (1992).

As inter-relações entre os diversos volumes de controle foram caracterizadas por coeficientes de transferência de calor calibrados experimentalmente. Neste tipo de calibração, uma distribuição de temperatura experimental, obtida para uma dada condição de operação, é utilizada para determinar os coeficientes de transferência de calor entre os componentes. Com estes coeficientes, é possível analisar a distribuição de temperatura em condições não avaliadas experimentalmente.

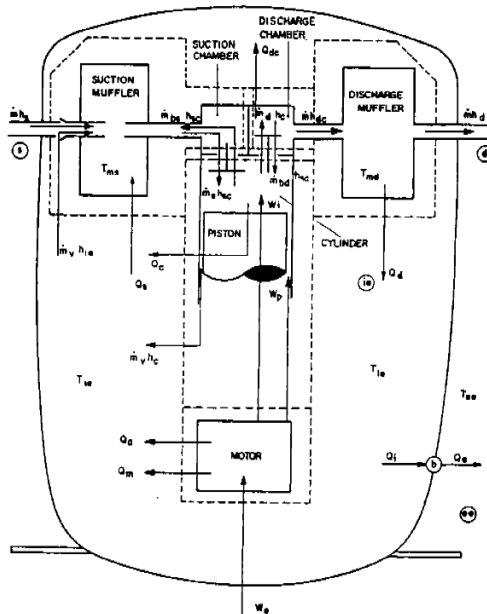


Figura 2.5 – Visão esquemática dos volumes de controle adotados para balanços de energia no modelo térmico de Todescat *et al.* (1992).

Ooi (2003) adotou uma modelagem introduzida por Padhy (1992), conhecida como modelo de rede térmica, na qual correlações da literatura são empregadas para a representação da transferência de calor entre os componentes do compressor. Desta forma, em princípio, o modelo não necessita de dados experimentais para a sua calibração. Além disto, em comparação a outros modelos integrais (MEYER e THOMPSON, 1990; TODSCAT *et al.*, 1992), os modelos integrais desenvolvidos por Padhy (1992) e Ooi (2003) subdividem o compressor em um número muito maior de volumes (22 e 46, respectivamente). Os resultados do modelo de Ooi (2003) apresentaram concordância satisfatória com dados

experimentais (Figura 2.6). Ao dividir o compressor em um número maior de elementos, os autores buscaram representar de forma mais precisa a interação térmica entre componentes. Contudo, as correlações geralmente disponíveis são para geometrias muito mais simples do que as dos componentes do compressor. Além disto, o desenvolvimento deste tipo de modelo é bastante complexo em função do número elevado de inter-relações térmicas.

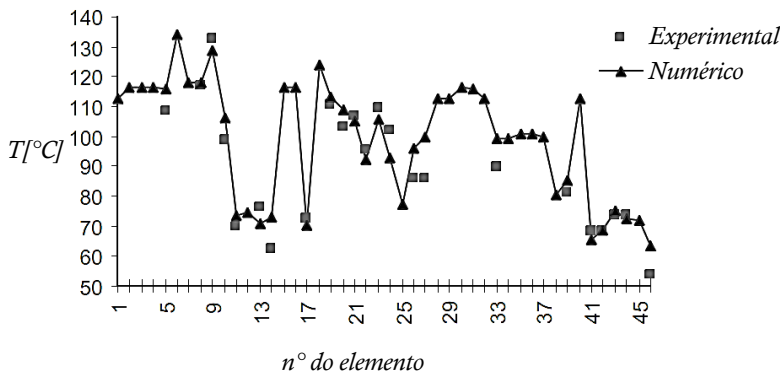


Figura 2.6 – Resultados numéricos de temperatura do modelo de rede térmica de Ooi (2003) comparados com dados experimentais.

Apesar de úteis na análise de protótipos de compressores, modelos integrais não são indicados para fins de projeto de compressor com alterações geométricas, pois dependem de dados experimentais. A dependência em relação a dados experimentais é eliminada nos modelos de rede térmica. No entanto, esses modelos são também de difícil aplicação em função de adotarem coeficientes de transferência de calor desenvolvidos para geometrias simplificadas e também pela dificuldade em se montar o sistema de equações adequado para caracterizar as inter-relações térmicas entre os componentes.

2.2.2 Modelos híbridos

O modelo híbrido é formado por uma formulação diferencial para a solução da condução de calor nos componentes sólidos e uma formulação integral, apresentada na Seção 2.2.1, para as regiões ocupadas pelo gás. O acoplamento entre os domínios de solução do gás e dos componentes sólidos é realizado por coeficientes de transferência de calor.

Ribas (2007) desenvolveu um modelo híbrido para determinar o campo de temperatura de um compressor alternativo. A condução de calor nas regiões sólidas foi resolvida via método dos volumes finitos, fornecendo resultados de temperatura em diversos componentes, como ilustrado na Figura 2.7. A transferência de calor no domínio do fluido refrigerante foi avaliada através de um modelo integral, análogo ao proposto por Todescat *et al.* (1992). O acoplamento entre os domínios de componentes sólidos e do fluido foi realizado por coeficientes de transferência de calor obtidos através de balanços de energia aplicados ao gás (balanço integral), a partir de dados experimentais.

Os resultados obtidos com o modelo híbrido de Ribas (2007) apresentaram excelente concordância com medições, com desvio máximo absoluto de $2,6^{\circ}\text{C}$. A principal desvantagem do modelo consiste na dependência de dados experimentais para a obtenção de coeficientes de transferência de calor.

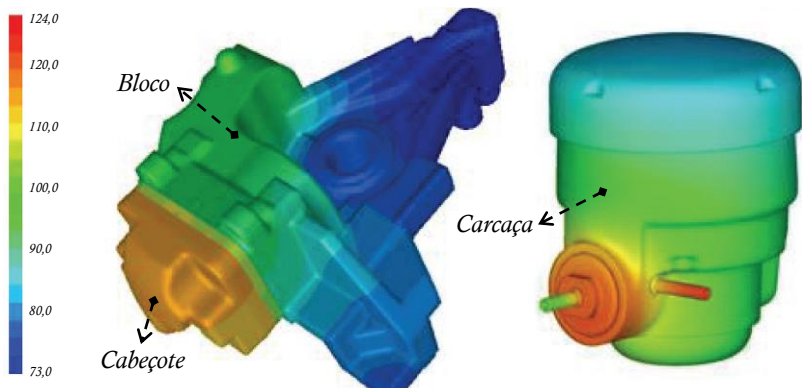


Figura 2.7 – Perfil de temperatura em graus Celsius de componentes sólidos de um compressor alternativo, adaptado de Ribas (2007).

Schreiner (2008) desenvolveu um modelo híbrido a partir do conceito proposto por Ribas (2007). O campo de temperatura de um compressor alternativo operando com R-134a foi determinado e um desvio máximo de $6,8^{\circ}\text{C}$ foi observado em relação aos dados experimentais. Como uma melhoria do método, Schreiner (2008) introduziu um procedimento a fim de automatizar a calibração dos coeficientes de transferência de calor. Com este objetivo, adotou um algoritmo de otimização para reduzir os desvios entre resultados numéricos e experimentais de temperatura em sucessivos testes

comparativos. A calibração usada por Ribas (2007) era realizada por tentativa e erro, dependendo de sensibilidade por parte do usuário e tornando o modelo dispendioso para uso em projeto.

Almbauer *et al.* (2006) adotaram um modelo híbrido para a solução do campo de temperatura de um compressor alternativo, com o uso de três formulações: (i) formulação diferencial unidimensional para o escoamento gás; (ii) formulação diferencial tridimensional para a condução de calor no domínio sólido; (iii) formulação integral para o balanço de energia em volumes de controle distribuídos no compressor. A ideia dos autores foi, a partir da solução do acoplamento entre os modelos diferenciais (i e ii), deduzir correlações para a formulação integral (iii). Os autores verificaram que, apesar da boa concordância entre os resultados de temperatura desse modelo com resultados de modelos mais complexos para uma dada condição de operação, as correlações de transferência de calor não se mostraram válidas quando a condição de operação foi alterada. Almbauer *et al.* (2006) argumentaram que resultados mais precisos seriam obtidos com a divisão do compressor em um número maior de volumes de controle.

Mais recentemente, Sanvezzo (2012) desenvolveu um modelo híbrido para um compressor alternativo utilizando R134a. A fim de tornar o modelo menos dependente de dados experimentais, utilizou correlações na literatura para determinação dos coeficientes de transferência de calor nas regiões de escoamento de gás e óleo, seguindo a proposta de Ooi (2003). O modelo foi aplicado na simulação térmica do compressor em três condições de operação e as previsões de distribuição de temperatura se mostraram em boa concordância com dados experimentais, com desvio máximo absoluto de $7,9^{\circ}\text{C}$. A Figura 2.8 apresenta campos de temperatura referentes à carcaça e ao conjunto mecânico do compressor.

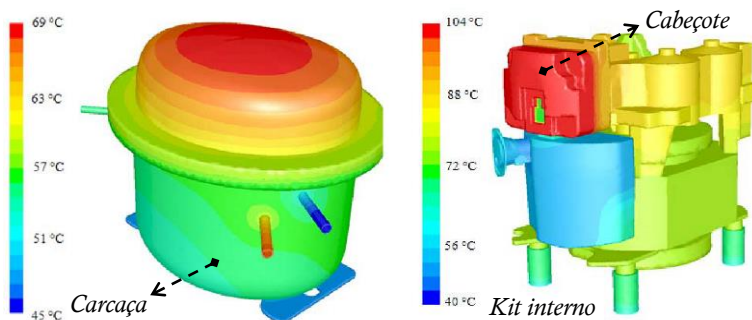


Figura 2.8 – Campos de temperatura para a carcaça e o conjunto mecânico de um compressor alternativo, Sanvezzo (2012).

Os artigos citados nesta seção mostram que o modelo híbrido permite unir a precisão de modelos diferenciais com a facilidade de implementação dos modelos integrais. O custo computacional é intermediário àqueles do modelo integral e a uma abordagem totalmente diferencial das equações para os domínios do gás e do sólido. Desta forma, modelos híbridos são uma alternativa para projeto.

2.2.3 Modelos diferenciais

Modelos diferenciais são capazes de resolver os campos de temperatura associados ao escoamento de gás no interior do compressor e à condução de calor em seus componentes sólidos. Naturalmente, esse grau de resolução está associado a um custo computacional muito maior que aqueles dos modelos integral e híbrido.

Chikurde *et al.* (2002) aplicou pela primeira vez um modelo diferencial tridimensional para os domínios de gás e componentes sólidos de um compressor alternativo de condicionamento de ar. Os autores buscaram explorar as vantagens desse tipo de modelagem para a redução do tempo de projeto do compressor pela possibilidade de se analisar alterações da geometria de componentes. Os resultados apresentaram razoável concordância com dados experimentais, com desvio máximo absoluto de 7°C.

Raja *et al.* (2003) desenvolveram um modelo numérico, baseado em formulação diferencial tridimensional para um compressor alternativo usando refrigerante R-22. O compressor investigado foi dividido em quatro domínios: (i) fluido refrigerante; (ii) óleo lubrificante; (iii) estator do motor elétrico; (iv) rotor do motor elétrico e conjunto mecânico. Uma simplificação do modelo de Raja *et al.* (2003) foi considerar o óleo estático no cárter e sem estar misturado ao fluido refrigerante. Além disso, o modelo de Raja *et al.* (2003) não resolve a câmara de compressão. Essa é uma simplificação que compromete a avaliação de desempenho do compressor, uma vez que as temperaturas elevadas da câmara de compressão e descarga afetam as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor. A não simulação da câmara de compressão constitui também um limitante à determinação do superaquecimento do gás na sucção. O desvio máximo absoluto encontrado pelos autores entre resultados numéricos experimentais foi de 22,5°C.

Birari *et al.* (2006) empregou dois modelos diferenciais distintos para prever o campo de temperatura de um compressor alternativo operando com R-22. O domínio da câmara de compressão foi resolvido por um modelo bidimensional diferencial com malha móvel, com o

movimento alternado do pistão sendo descrito através de uma equação algébrica. Após resolver a transferência de calor na câmara de compressão, um valor médio de fluxo de calor na parede é calculado ao longo do ciclo de compressão e usado em um modelo diferencial tridimensional para todo compressor (Figura 2.9).

O modelo de Birari *et al.* (2006) não deixa claro o acoplamento entre esses dois modelos diferenciais, ficando difícil avaliar o efeito do calor dissipado pela câmara de compressão e pelo sistema de descarga sobre o campo de temperatura do restante do compressor. O desvio máximo entre previsões do modelo e medições foi de 16°C.

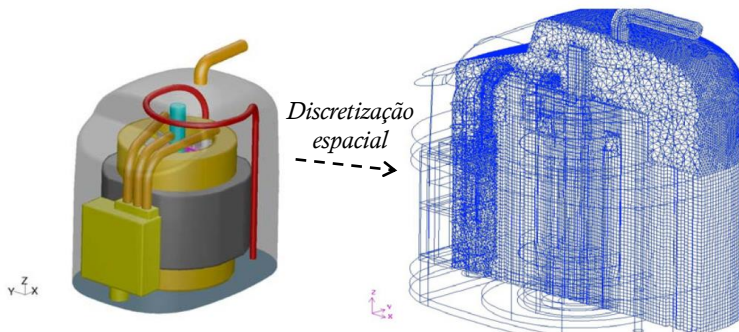


Figura 2.9 – Compressor simulado via modelo diferencial. Adaptado de Birari *et al.* (2006).


A partir das ideias propostas por Chikurde *et al.* (2002), Raja *et al.* (2003) e Birari *et al.* (2006), Schreiner (2008) desenvolveu um modelo diferencial em regime permanente para a simulação de compressores alternativos, denominado “Modelo de Fluxo Médio”. O ciclo de compressão foi resolvido com a aplicação do modelo integral transiente de Ussyk (1984). O autor concluiu que o modelo não é capaz de caracterizar a transferência de calor no compressor de maneira satisfatória, com desvios de até 24,8°C em comparação com dados experimentais. Os desvios foram atribuídos à desconsideração do escoamento de óleo no interior do compressor. Ao contrário dos modelos diferenciais anteriores, o modelo de Schreiner (2008) descreveu em detalhes o seu acoplamento com a solução do ciclo de compressão, determinante para a caracterização do superaquecimento do gás no sistema de sucção.

2.3 SÍNTESE E OBJETIVOS ESPECÍFICOS

O superaquecimento é um problema de grande relevância em compressores de refrigeração doméstica, tendo em vista o seu efeito negativo sobre as suas eficiências isentrópica e volumétrica. Conforme discutido na seção anterior e sintetizado na Tabela 2.1, o superaquecimento tem sido investigado com o auxílio de três categorias de modelos: *i*) modelos integrais; *ii*) modelos híbridos e *iii*) modelos diferenciais.

Através da Tabela 2.1, nota-se que os modelos diferenciais e os modelos híbridos fornecem resultados com maior nível de detalhamento, possibilitando análises térmicas de maior abrangência, apesar do maior custo computacional.

Tabela 2.1 – Síntese de modelos para a análise térmica de compressores.

<i>Autor</i>	<i>Ano</i>	<i>Modelo</i>	<i>Custo computacional, riqueza de informação</i>
Mayer e Thompson	1990	Integral	
Todescat <i>et al.</i>	1992		
Ooi	2003		
Almbauer <i>et al.</i>	2006	Híbrido	
Ribas	2007		
Schreiner	2008		
Sanvezzo	2012		
Chikurde <i>et al.</i>	2002	Diferencial	
Raja <i>et al.</i>	2003		
Birari <i>et al.</i>	2006		
Schreiner	2008		

Considerando o estado da arte, o presente trabalho considera o desenvolvimento de um modelo diferencial para a análise térmica de um compressor linear que opera sem óleo lubrificante. Para alcançar essa meta, os seguintes objetivos específicos são definidos:

- Desenvolvimento de modelo diferencial, com validação experimental, para a análise térmica de um compressor alternativo linear, com base no modelo de Schreiner (2008) e acoplado o modelo integral para a câmara de compressão proposto por Hülse (2008);
- Determinação e análise da distribuição de temperatura do compressor em diferentes condições de operação.

3. MODELO INTEGRAL PARA O CICLO DE COMPRESSÃO

Este capítulo apresenta o modelo utilizado para a simulação do ciclo de compressão. Grandezas avaliadas no ciclo de compressão no interior do cilindro são dados de entrada fundamentais para o modelo diferencial adotado para o restante do compressor, cuja formulação matemática será apresentada no Capítulo 4.

Hülse (2008) desenvolveu um modelo para a simulação do desempenho de um compressor linear, empregando o seguinte conjunto de equações:

- i) Equações para a dinâmica do pistão, requeridas para o cálculo do volume da câmara de compressão, $\forall_{cyl}(t)$;
- ii) Equações para calcular a pressão, $p(t)$, temperatura, $T(t)$, e massa, $m(t)$ do gás ao longo do ciclo de compressão;
- iii) Equações para vazão mássica nas válvulas de sucção, \dot{m}_{sv} , e descarga, \dot{m}_{dv} ;
- iv) Equações para a vazão de gás na folga pistão-cilindro e através dos orifícios de insuflamento do mancal aerostático;
- v) Equações para a dinâmica das válvulas;
- vi) Equações da pulsação do gás nos sistemas de sucção e descarga;
- vii) Equações para a eletrônica do atuador linear que gerencia a força e a corrente elétrica na busca do modo de ressonância.

Neste trabalho, o objetivo é determinar o campo de temperaturas do compressor em regime permanente. Dessa forma, os valores necessários para o modelo diferencial são médios, obtidos através da integração das respectivas grandezas nas fronteiras da câmara de compressão ao longo de um ciclo de compressão. Das equações acima listadas, as cinco primeiras fornecem os valores necessários para o acoplamento dos modelos, formando um modelo de simulação global do compressor.

A pulsação do gás nos sistemas de sucção e descarga não foi resolvida no modelo diferencial empregado neste trabalho, em função da formulação de regime permanente adotada para o escoamento.

3.1 MECANISMO DE ACIONAMENTO

Algumas alterações foram realizadas no código de Hülse (2008). As equações *vii)* do motor linear foram substituídas por uma eficiência

elétrica obtida experimentalmente. Além disso, substituiu-se as equações *i*) da dinâmica que origina o movimento do pistão por uma função senoidal, em que a amplitude varia com a condição de operação. O deslocamento senoidal respeita a potência elétrica consumida, a qual é prescrita para o compressor linear avaliado.

A equação para o deslocamento do pistão, x_{pis} , é descrita como:

$$x_{pis}(t) = -A \text{sen}(2\pi ft), \quad (3.1)$$

onde, pela Equação (3.1), o volume da câmara de compressão pode ser determinado.

A Figura 3.1 apresenta algumas grandezas requeridas no modelo de simulação do ciclo de compressão: volume morto geométrico ($\nabla_{\delta,geo}$); altura mínima e máxima da câmara (h_{min}, h_{max}); altura de câmara no curso médio ($h_{x_0,pis}$); amplitude do movimento do pistão (A); pontos mortos superior e inferior (TDC), (BDC).

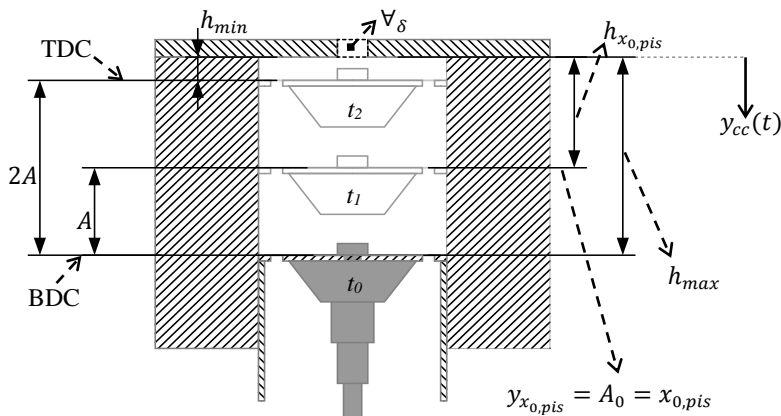


Figura 3.1 – Câmara de compressão e dimensões importantes para definição da equação $\nabla_{cyl}(t)$.

A taxa de variação de x_{pis} em relação ao tempo, t , fornece a equação para a velocidade do pistão:

$$v_{pis}(t) = -2\pi Af \cos(2\pi ft), \quad (3.2)$$

em que A é a amplitude de movimento do pistão e f é a frequência de operação do compressor fixada em 120Hz.

A amplitude do movimento do pistão é definida através de dimensões da câmara, ou seja:

$$A = h_{x_{0,pis}} - h_{min}. \quad (3.3)$$

O volume ocupado pelo gás no cilindro em um determinado instante de tempo t é dado por:

$$V_{cyl}(t) = V_{\delta,geo} + y_{cc}(t)A_{pis}, \quad (3.4)$$

em que A_{pis} é a área do pistão e $y_{cc}(t)$ é a distância do pistão em relação à placa da válvula de descarga:

$$y_{cc}(t) = h_{min} + A + x_{pis}(t). \quad (3.5)$$

Assim, o volume instantâneo do cilindro é obtido de

$$V_{cyl}(t) = V_{\delta,geo} + \{h_{min} + A + x_{pis}(t)\}A_{pis}. \quad (3.6)$$

Ao contrário do que acontece em compressores alternativos com mecanismo do tipo biela-manivela, em compressores lineares o movimento do pistão é “livre”. Como a potência de consumo é prescrita, os valores das dimensões, na Figura 3.1, são calculados para atender à potência fornecida.

No compressor linear, o aumento da potência consumida gera um aumento da amplitude do movimento do pistão, alterando todas as dimensões da Figura 3.1, exceto $V_{\delta,geo} = cte$. Por esta razão, em compressores lineares se referencia um movimento “livre” do pistão. Isso não ocorre em compressores com mecanismo biela-manivela, já que os parâmetros geométricos do mecanismo definem o curso do pistão e, portanto, a potência também é fixa.

Uma característica singular e importante dos compressores lineares é o controle de capacidade feito pela variação do curso do pistão. Nesse sentido, o modelo de simulação deve ajustar a amplitude do movimento do pistão de forma que a potência consumida seja igual ao valor prescrito. No modelo, isto é realizado através do ajuste da amplitude com a multiplicação de um fator φ que varia de 0,85 a 1. Esta é uma

simplificação em relação ao modelo de Hülse (2008), que considera a eletrônica do motor linear e o balanço das forças que atuam no pistão. Entretanto, levando-se em conta que o controle de capacidade do compressor estudado é feito diretamente através do movimento do pistão, a sua simplificação não altera o resultado final.

Voltando à Figura 3.1, percebe-se que quando o pistão atinge o ponto morto superior (TDC), a altura da câmara é mínima e $x_{pis} = -A$. Essa distância deve ser maior em compressores do tipo linear do que em compressores biela-manivela, de forma a garantir que não haja o choque do pistão contra a placa de válvula, um risco que é maior devido ao movimento “livre” do pistão.

3.2 DINÂMICA DE VÁLVULAS

As válvulas de compressores de refrigeração são, em geral, automáticas do tipo palheta e construídas em aço mola. Essas válvulas são engastadas em uma de suas extremidades, enquanto que a extremidade oposta é apoiada sobre o orifício de passagem no assento, por onde o gás escoo (Figura 3.2). A abertura da válvula é regida pelo balanço de forças que atuam sobre a mesma. O carregamento de pressão do gás atua nas superfícies superior (s_s) e inferior (s_i) da válvula. A válvula irá abrir quando a diferença de pressão gerar uma força superior à soma das forças resistivas atuantes na sua estrutura, tal como força de inércia e força de rigidez do material.

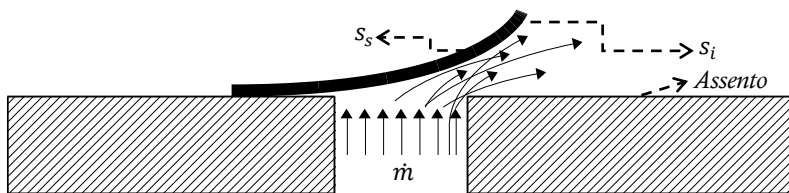


Figura 3.2 – Representação de escoamento em uma válvula do tipo palheta.

Uma modelagem bastante difundida é a representação da dinâmica da válvula do tipo palheta através de um mecanismo massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade (DESCHAMPS *et al.*, 2002), conforme ilustrado na Figura 3.3 para as válvulas de sucção e descarga. Deve ser observado que a válvula de sucção é localizada sobre o pistão do compressor linear.

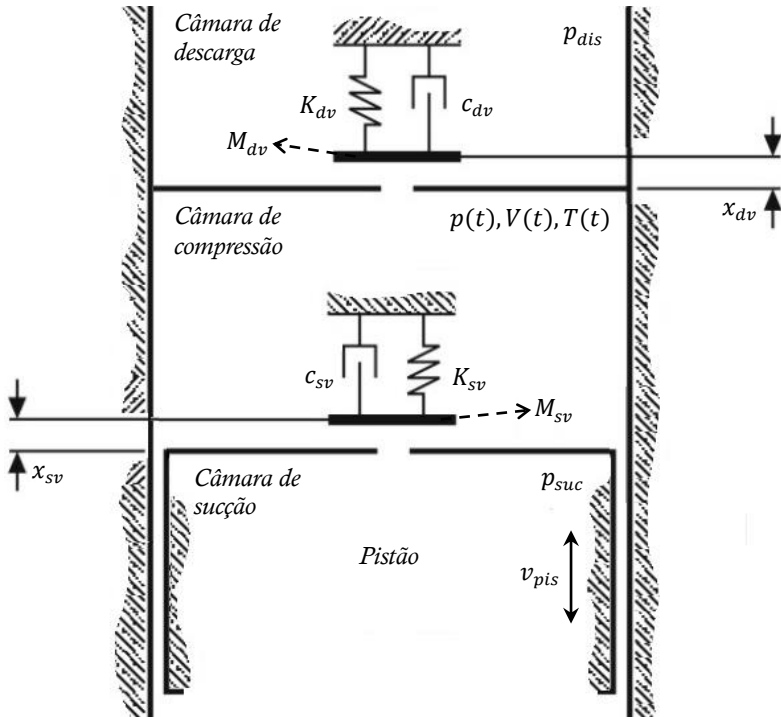


Figura 3.3 – Modelo de dinâmica para as válvulas de um compressor linear, com a válvula de sucção sobre o pistão.

No modelo com um grau de liberdade, a válvula (v) é representada por um corpo de massa M_v , matematicamente representada como conectada ao corpo do compressor pelas constantes elástica, K_v , e de amortecimento viscoso, c_v . Assim, a equação para a dinâmica da palheta é expressa da seguinte forma:

$$M_v \ddot{x}_v + K_v \dot{x}_v + c_v x_v = F. \tag{3.7}$$

em que x_v , \dot{x}_v e \ddot{x}_v são o deslocamento, a velocidade e aceleração da palheta, respectivamente.

A solução da Equação (3.7) requer o conhecimento da força induzida pelo carregamento de pressão sobre a palheta, F . Esta força é geralmente avaliada através da diferença entre as pressões na câmara a montante (p_{up}) e a jusante (p_{down}) do escoamento na válvula, por meio do conceito de área efetiva de força (A_{ef}):

$$F = (p_{up} - p_{down})A_{ef}. \quad (3.8)$$

A área efetiva de força A_{ef} depende do escoamento, o qual é bastante afetado pela abertura da válvula. Assim:

$$A_{ef} = f(x_v), \quad (3.9)$$

sendo determinada a partir de experimentos ou simulações (DESCHAMPS *et al.*, 2000).

3.3 MODELAÇÃO DO CICLO DE COMPRESSÃO

O fluido refrigerante confinado na câmara de compressão tem suas propriedades termodinâmicas avaliadas através de uma formulação integral. Desta forma, a cada passo de tempo, as propriedades são consideradas uniformes em toda a extensão da câmara de compressão. A temperatura das paredes da câmara também é considerada uniforme.

Aplicando a primeira lei da termodinâmica no volume de controle que contém a câmara de compressão, identificado na Figura 3.4, obtém-se:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\forall C} \rho_G e_G dV + \int_{sC} \rho_\phi (e_\phi + p_\phi v_\phi) \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{Q}_w + \dot{W}. \quad (3.10)$$

Os subíndices “G” e “ ϕ ” na Equação (3.10) denotam propriedades avaliadas no interior e nas superfícies do volume de controle, respectivamente. Além disso, as seguintes grandezas são definidas:

v → volume específico do gás;

ρ → densidade do gás;

e → energia específica do gás;

p → pressão;

\vec{V} → velocidade do escoamento no elemento de área infinitesimal $d\vec{A}$;

\dot{Q} → taxa de transferência de calor através das superfícies sólidas;

\dot{W} → potência instantânea entregue ao gás.

A taxa de transferência de calor entre o gás e as paredes da câmara de compressão, \dot{Q}_w , é calculada a partir da lei de resfriamento de Newton:

$$\dot{Q}_w = H_G A_w (T_w - T_G), \quad (3.11)$$

em que H_G é o coeficiente de transferência convectiva de calor, cujo valor é estimado através da correlação de Annand (1963). A área total de paredes, A_w , é considerada estar na temperatura T_w , enquanto a temperatura do fluido refrigerante, T_G , varia ao longo do ciclo de compressão.

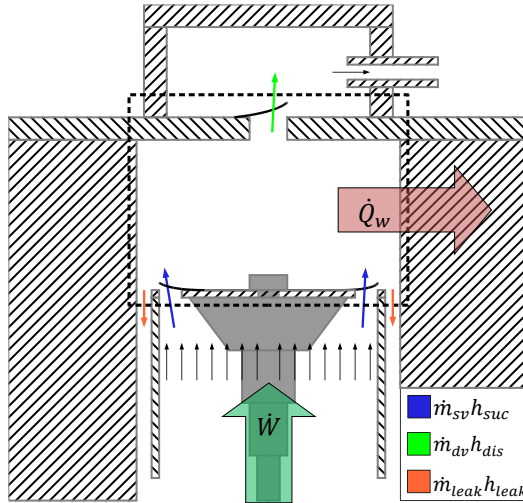


Figura 3.4 – Volume de controle para o balanço de energia na câmara de compressão.

A potência instantânea entregue ao gás é dada por

$$\dot{W} = -p_G \frac{dV_G}{dt}. \quad (3.12)$$

Na avaliação da energia específica do gás:

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz, \quad (3.13)$$

desprezam-se as variações de energia potencial e cinética. Assim:

$$e = u. \quad (3.14)$$

Empregando a definição da entalpia específica,

$$h = u + p\nu, \quad (3.15)$$

e as expressões para \dot{Q}_w , \dot{W} na Equação (3.10), obtém-se:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\mathcal{VC}} \rho_G u_G d\mathcal{V} + \int_{SC} \rho_\phi h_\phi \vec{V} \cdot d\vec{A} = H_G A_w (T_w - T_G) - p_G \frac{d\mathcal{V}_G}{dt}. \quad (3.16)$$

(A) (B)

O termo (B) na equação anterior representa o transporte de energia através do escoamento de gás nas válvulas de sucção e de descarga e na folga pistão-cilindro, sendo reescrito da seguinte forma:

$$(B) \equiv -(\dot{m}_{sv} h_{suc}) + (\dot{m}_{dv} h_{dis}) + (\dot{m}_{leak} h_{leak}). \quad (3.17)$$

O termo (A) representa a taxa de variação da energia do gás no volume de controle:

$$(A) \equiv \frac{d(m_G u_G)}{dt}. \quad (3.18)$$

Empregando a propriedade da derivada do produto, tem-se:

$$(A) \equiv m_G \frac{du_G}{dt} + u_G \frac{dm_G}{dt}. \quad (3.19)$$

Aplicando a conservação da massa, Equação (3.20), encontra-se a taxa de variação da massa no volume de controle

$$\frac{dm_G}{dt} = \sum \dot{m}_\phi = -\dot{m}_{sv} + \dot{m}_{dv} + \dot{m}_{leak}, \quad (3.20)$$

a qual pode ser substituída na Equação (3.19), resultando em:

$$(A) \equiv \dot{m}_G \frac{du_G}{dt} + u_G (-\dot{m}_{sv} + \dot{m}_{dv} + \dot{m}_{leak}). \quad (3.21)$$

Por meio de relações termodinâmicas, as seguintes expressões podem ser obtidas para a energia interna e volume específico:

$$\frac{du_G}{dt} = c_v \frac{dT_G}{dt} \left[T \left. \frac{\partial p_G}{\partial T} \right|_v - p_G \right] \frac{dv_G}{dt}, \quad (3.22)$$

$$\frac{dv_G}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{V_G}{m_G} \right) = \frac{1}{m_G} \frac{dV_G}{dt} - v_G \frac{dm_G}{dt}. \quad (3.23)$$

Finalmente, fazendo as devidas substituições na Equação (3.16), obtém-se a seguinte equação para a taxa de variação da temperatura do gás na câmara de compressão:

$$\frac{dT_G}{dt} = \mathcal{M} - \mathcal{N}T_G, \quad (3.24)$$

sendo:

$$\mathcal{M} = \frac{1}{m_G c_v} \left[H_G A_w T_w - h_G \frac{dm_G}{dt} - (B) \right], \quad (3.25)$$

$$\mathcal{N} = \frac{1}{m_G c_v} \left[H_G A_w + \left. \frac{\partial p_G}{\partial T_G} \right|_v \frac{dV_G}{dt} - \left. \frac{\partial p_G}{\partial T_G} \right|_v v_G \frac{dm_G}{dt} \right]. \quad (3.26)$$

A Equação (3.24), integrada em relação ao tempo, fornece a expressão para a temperatura instantânea do gás em compressão $T_G(t)$. De posse da equação para $T_G(t)$ e $V_{cyl}(t)$, necessita-se de uma equação para a pressão $p_G(t)$. Para tal, utiliza-se uma equação de estado, sendo que o estado termodinâmico do fluido refrigerante estará determinado.

$$p_G = f(T_G, v_G). \quad (3.27)$$

3.4 VAZÕES EM VÁLVULAS E POR VAZAMENTO NA FOLGA PISTÃO-CILINDRO

O cálculo do balanço de energia requer o conhecimento das vazões de gás em válvulas de sucção e descarga (\dot{m}_{sv} e \dot{m}_{dv}) e através da folga entre pistão e cilindro (\dot{m}_{leak}), indicados na Figura 3.4. Essa seção apresenta as equações que são usadas na avaliação dessas vazões.

3.4.1 Vazão mássica em válvulas

As vazões de massa nas válvulas de sucção e descarga são avaliadas com referência a um escoamento compressível e isentrópico em um bocal convergente, esquematicamente apresentado na Figura 3.5.

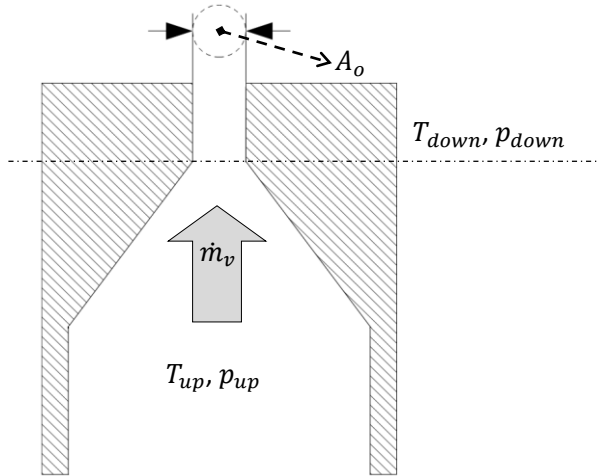


Figura 3.5 – Modelo de escoamento em válvulas, a montante (*upstream*) e a jusante (*downstream*).

A expressão que fornece a vazão teórica deste tipo de escoamento na válvula, $\dot{m}_{th,v}$, é dada por:

$$\dot{m}_{th,v} = A_o p_{up} \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma - 1)\mathcal{R}T_{up}} \left[\left(\frac{p_{down}}{p_{up}} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p_{down}}{p_{up}} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right]}, \quad (3.28)$$

em que \mathcal{R} é a constante do gás e γ é a razão entre calores específicos:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v}. \quad (3.29)$$

Para determinar a vazão real na válvula, \dot{m}_v , introduz-se o conceito de área efetiva de escoamento, A_{ee} . Assim,

$$\dot{m}_v = \frac{A_{ee}}{A_o} \dot{m}_{th,v}. \quad (3.30)$$

A área efetiva de escoamento pode ser entendida como uma correção ao valor de $\dot{m}_{th,v}$ devido ao atrito viscoso, sendo determinada numérica ou experimentalmente.

A Equação (3.28) é válida para cálculo da vazão mássica através de válvulas com escoamentos subsônicos, isto é, quando o número de Mach, M , é menor do que a unidade ($M < 1$). Quando o escoamento alcança a condição crítica ($M = 1$), a razão de pressão é dada por:

$$\frac{p_{down}^{crit}}{p_{up}} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/\gamma-1}. \quad (3.31)$$

Na condição crítica, o escoamento alcança a vazão máxima, sendo insensível a valores de pressão a jusante menores do que p_{down}^{crit} .

3.4.2 Vazão mássica através da folga pistão-cilindro

A folga pistão-cilindro do compressor linear recebe fluido refrigerante desviado da linha de descarga (\dot{m}_{bea}) através de canais usinados no cilindro e que terminam em N orifícios de insuflamento (Figura 3.6) com vazão ($\dot{m}_{bea,o}$). Aplicando a conservação da massa no volume de controle da folga pistão-cilindro, tem-se:

$$\dot{m}_{pis,bot} = \dot{m}_{pis,top} + \dot{m}_{bea}, \quad (3.32)$$

onde:

$$\dot{m}_{bea} = N\dot{m}_{bea,o}. \quad (3.33)$$

O vazamento na folga pistão-cilindro, \dot{m}_{leak} , corresponde à vazão de gás que entra na folga de topo, ou seja:

$$\dot{m}_{leak} = \dot{m}_{pis,top}. \quad (3.34)$$

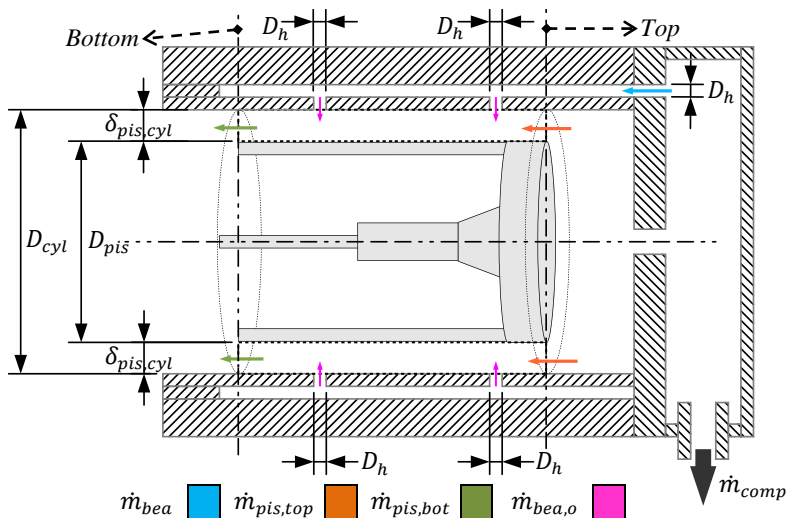


Figura 3.6 – Volume de controle da folga pistão-cilindro.

Hülse (2008) modelou o escoamento no domínio da folga através de uma formulação diferencial. Entretanto, tal abordagem foi substituída no modelo utilizado neste trabalho, considerando que apenas o vazamento na folga de topo é necessário no modelo. Assim, sabendo que a espessura da folga é muito menor que o diâmetro do cilindro (0,1%), pode-se planificar a região e considerar que o escoamento ocorre entre duas placas planas paralelas, conforme na Figura 3.7.

Para uma diferença de pressão entre áreas de topo e saída da folga e considerando o movimento relativo entre pistão e cilindro, a vazão pode ser obtida através do modelo de escoamento de Couette-Poiseuille.

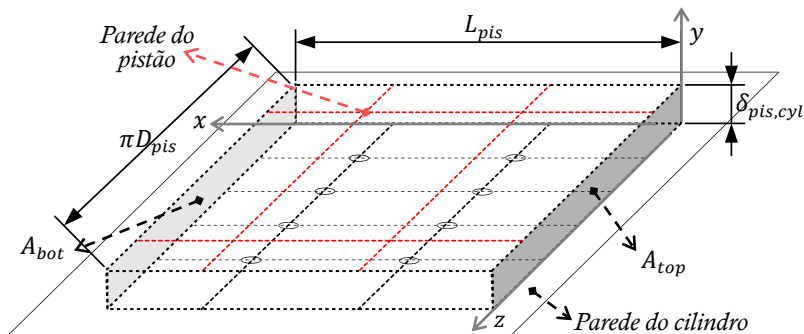


Figura 3.7 – Volume de controle da folga pistão-cilindro planificada.

Assim, o perfil de velocidade, $u(y)$ do escoamento é:

$$u(y) = \frac{v_{pis}}{\delta_{pis,cyl}} y + \frac{\delta_{pis,cyl}}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \left[\left(\frac{y}{\delta_{pis,cyl}} \right)^2 - \left(\frac{y}{\delta_{pis,cyl}} \right) \right]. \quad (3.35)$$

Ainda, considerando que a variação da pressão entre as regiões de topo e saia na direção x segue um perfil linear, aproxima-se o termo de derivada pela diferença entre as pressões de topo, p_G , e pressão de saia, $p_{pis,bot} = p_{suc}$, em todo comprimento do pistão, assim:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) = \left(\frac{p_G - p_{pis,bot}}{L_{pis}} \right). \quad (3.36)$$

Integrando-se o perfil de velocidade $u(y)$ em dy e, multiplicando-o pelo perímetro do pistão, encontra-se a vazão volumétrica que atravessa a folga de topo (vazamento):

$$\dot{V}_{leak} = \pi D_{pis} \int_0^{\delta_{pis,cyl}} u(y) dy, \quad (3.37)$$

$$\dot{V}_{leak} = \bar{u} A_{top}. \quad (3.38)$$

Multiplicando a vazão volumétrica pela densidade do fluido refrigerante, $\rho_G(p_G, T_G)$, obtém-se a vazão mássica que deixa a câmara de compressão por vazamento na folga pistão-cilindro:

$$\dot{m}_{leak} = \rho_G \dot{V}_{leak}. \quad (3.39)$$

4. MODELO DIFERENCIAL PARA A TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A aplicação de um modelo diferencial permite a obtenção de informações detalhadas a respeito dos campos de temperatura, pressão e velocidade nas diversas regiões do compressor. Além disto, essa classe de modelo permite a avaliação de diferentes geometrias, sendo assim uma ferramenta de grande valor no projeto de novos compressores. O acoplamento entre o modelo integral do ciclo de compressão (Capítulo 3) e o modelo diferencial permite a simulação do desempenho termodinâmico do compressor com a interação de efeitos térmicos.

O modelo diferencial descrito neste capítulo é baseado no método de volumes finitos. Neste método, as equações diferenciais de transporte são discretizadas em um domínio de forma a originar um sistema de equações algébricas, o qual é resolvido numericamente através de algum procedimento iterativo.

O objetivo deste capítulo é apresentar a formulação matemática do modelo diferencial e a forma de acoplamento do mesmo com o modelo integral do ciclo de compressão. Além disto, detalhes do procedimento de solução, tais como critérios de convergência, utilizados como testes para a verificação e validação da solução numérica, são também apresentados.

4.1 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

Modelos diferenciais são geralmente baseados em três princípios fundamentais da física: conservação da massa, segunda lei de Newton e conservação da energia. A presente seção apresenta as equações governantes do escoamento e da transferência de calor no interior do compressor, com exceção da câmara de compressão onde um modelo integral é adotado.

4.1.1 Equações governantes

A conservação da massa, com a hipótese de regime permanente é descrita pela seguinte equação diferencial na forma vetorial:

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

onde ρ e \vec{U} são, respectivamente, a densidade do fluido e o vetor velocidade.

Com a hipótese de regime permanente, a equação da quantidade de movimento assume a seguinte forma:

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} \vec{U}) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot (\bar{\tau}) + \vec{F}_C. \quad (4.2)$$

sendo p a pressão, $\bar{\tau}$ o tensor tensão viscosa e \vec{F}_C o somatório das forças de corpo que atuam sobre o fluido, o qual foi considerado nulo no presente trabalho.

O tensor tensão viscosa para fluidos newtonianos é representado pela seguinte expressão:

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

em que \bar{I} representa o tensor identidade.

A equação da conservação da energia é expressa por:

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

onde h , k , T e q_{ger}''' são, respectivamente, a entalpia específica, a condutividade térmica, a temperatura e um termo fonte genérico. Para o domínio do gás, somente as Equações (4.1) e (4.2) são aplicadas. A equação da energia é a única que é aplicada em todo o domínio de solução, a fim de resolver a transferência de calor em componentes sólidos e em regiões com gás.

O padrão de escoamento é fundamental para que se caracterize de forma correta o escoamento de fluido e as interações térmicas no interior do compressor. Em virtude da geometria complexa e dos níveis de velocidade no interior do compressor, é razoável assumir que o escoamento seja turbulento (SCHREINER, 2008).

O escoamento turbulento é caracterizado por variações temporais e espaciais randômicas de suas propriedades (temperatura, pressão e velocidade). Em função das pequenas escalas de tempo e de comprimento associadas às menores estruturas de movimento no escoamento turbulento, a resolução numérica das Equações (4.1) a (4.4) requer discretizações no espaço e no tempo extremamente pequenas. Este tipo de resolução de escoamentos turbulentos é conhecida como simulação numérica direta (*DNS*) e, em função do elevado custo computacional, é

impraticável na maioria das aplicações de engenharia, tal como a situação considerada neste trabalho.

Embora conhecer o comportamento transiente de um escoamento turbulento seja relevante, em muitos casos é suficiente descrever o comportamento médio para se obterem as variáveis de interesse. Desta forma, geralmente se adota o conceito de média de Reynolds (WILCOX, 1993), segundo o qual uma propriedade instantânea, \tilde{P} , pode ser representada como a soma de seu valor médio, \bar{P} , e de uma flutuação em torno da média, p , ou seja:

$$\tilde{P} = \bar{P} + p. \quad (4.5)$$

Da mesma forma, aplicando a média de Reynolds para a velocidade do escoamento, obtém-se:

$$\tilde{U} = \bar{U} + u. \quad (4.6)$$

Desconsiderando flutuações na massa específica e na viscosidade absoluta e aplicando \tilde{U} nas equações de conservação da massa (4.1) e da quantidade de movimento (4.2), surge um termo referente à média do produto das flutuações de velocidade, $\overline{u_i u_j}$. Esse termo é conhecido como tensor de Reynolds e representa a transferência adicional de quantidade de movimento devido à turbulência. Neste trabalho, o tensor de Reynolds é modelado através da hipótese de viscosidade turbulenta (μ_t) proposta por Boussinesq (1877) e generalizada por Kolmogorov (1942):

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad (4.7)$$

em que δ_{ij} é o delta de Kronecker e k é a energia cinética turbulenta.

Aplicando o conceito de média na equação da conservação da energia, e desconsiderando flutuações na condutividade térmica, surge o termo $\overline{u_i h}$, que representa o fluxo de calor turbulento, modelado pela seguinte expressão:

$$-\rho \overline{u_i h} = \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right), \quad (4.8)$$

sendo c_p o calor específico à pressão constante. O número de Prandtl turbulento Pr_t foi assumido ser igual a 0,85 neste trabalho.

Finalmente, com o conceito de média de Reynolds, as equações de transporte assumem as seguintes formas:

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U}) = 0, \quad (4.9)$$

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} \vec{U}) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \left[\mu_e \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \right], \quad (4.10)$$

e

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} h) = -\vec{\nabla} \cdot (p \vec{U}) - \vec{\nabla} \cdot (k_e \vec{\nabla} T) + \vec{\nabla} \cdot (\bar{\tau}_e \cdot \vec{U}) + q''_{ger}. \quad (4.11)$$

Nas equações (4.10) e (4.11), μ_e e k_e representam a viscosidade efetiva e a condutividade térmica efetiva, respectivamente, representadas pela soma das parcelas de transportes molecular e turbulento:

$$\mu_e = \mu + \mu_t, \quad (4.12)$$

$$k_e = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t}. \quad (4.13)$$

Para resolver as equações de transporte que governam o fenômeno estudado neste trabalho, deve-se determinar μ_t . Para esse fim, utilizou-se um modelo de turbulência que será descrito em seguida.

4.1.2 Modelo de turbulência SST

Diversos modelos podem ser encontrados na literatura para determinar a viscosidade turbulenta, μ_t . A escolha do modelo mais adequado deve levar em conta o tipo de escoamento e a necessidade de resolvê-lo junto a paredes sólidas. Neste trabalho, o uso de um modelo de turbulência com um tratamento adequado de parede é necessário para a acurácia dos resultados, especialmente no que diz respeito à transferência de calor.

O modelo de turbulência *SST* (*Shear Stress Transport*) desenvolvido por Menter (1994) possui as características necessárias para

a modelação do escoamento no interior do compressor, sendo representado pelas seguintes equações de transporte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \psi_k - Y_k + \mathcal{S}_k, \quad (4.14)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \psi_\omega - Y_\omega + D_\omega + \mathcal{S}_\omega, \end{aligned} \quad (4.15)$$

as quantidades que aparecem nessas equações são:

k → energia cinética turbulenta;

ω → taxa de dissipação específica;

ψ_k → geração de energia cinética turbulenta devido a deformações do escoamento;

ψ_ω → geração de ω ;

Γ_k e Γ_ω → difusão efetiva de k e ω ;

Y_k e Y_ω → termos fontes para dissipação;

D_ω → Resultado da combinação dos modelos $k - \omega$ e $k - \varepsilon$;

\mathcal{S}_k e \mathcal{S}_ω → termos fonte.

Menter (2003) propôs dois tratamentos de parede no modelo SST: tratamento automático de parede (*automatic wall treatment*) e funções de parede padrão com tratamento de duas camadas (*standard wall functions with two-layer treatment*).

As funções de parede padrão representam a camada limite turbulenta em duas camadas por meio de duas curvas: (i) subcamada limite viscosa como um perfil linear e (ii) camada turbulenta representada por um perfil logarítmico. Assim,

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

sendo:

$$u^+ = \frac{UC_\mu^{1/4} k^{1/2} y}{\tau_w / \rho} \quad e \quad y^+ = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k^{1/2} y}{\mu}. \quad (4.17)$$

Nas expressões anteriores,

$u^+ e y^+ \rightarrow$ velocidade e distância adimensionais para o volume adjacente à parede;

$\kappa = 0,4187 \rightarrow$ constante de von Kármán;

$E = 9,793 \rightarrow$ constante empírica;

$y \rightarrow$ distância entre o centro do volume e a parede;

$U \rightarrow$ velocidade calculada pela equação (4.10);

$C_\mu = 0,0845 \rightarrow$ constante da teoria dos grupos de renormalização.

O perfil de temperatura é representado pela seguinte expressão:

$$T^+ = (T_w - T)Zc_p, \quad (4.18)$$

sendo:

$$Z = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{q_w''}, \quad (4.19)$$

em que o subíndice “w” refere-se à parede (*wall*).

A temperatura adimensional, T^+ , é dada por:

$$T^+ = \begin{cases} Pr \left(y^+ + \frac{Z}{2} U^2 \right) & y^+ < y_T^+ \\ Pr_t \left\{ \left[\frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) + P \right] + \frac{Z}{2} \left[U^2 + \left(\frac{Pr}{Pr_t} - 1 \right) U_c^2 \right] \right\} & y^+ > y_T^+ \end{cases}, \quad (4.20)$$

com

$$P = 9,24 \left[\left(\frac{Pr}{Pr_t} \right)^{3/4} - 1 \right] \left[1 + 0,28e^{-0,007Pr/Pr_t} \right], \quad (4.21)$$

e y_T^+ sendo a espessura de camada limite térmica em que há a troca do perfil linear para o perfil logarítmico.

As funções de parede padrão são aproximações razoáveis para escoamentos com número de Reynolds elevado e/ou na presença de malha extremamente refinada. Todavia, em situações onde a turbulência ocorre

à baixa velocidade, a descrição direta da camada limite turbulenta por linear e logarítmico na região de amortecimento (*buffer zone*) torna-se significativa em termos de espessura.

O tratamento de parede automático é uma alternativa para o tratamento de parede, no qual funções de ponderação (*blending functions*) suavizam a transição entre os perfis linear e logarítmico. Simulações prévias realizadas neste trabalho confirmaram os escoamentos no interior do compressor linear com números de Reynolds baixos, em sua maioria abaixo de 10^2 , apesar da existência de $Re_{max} \approx 10^5$ nos dutos mais restritivos da descarga. Nesse sentido, o tratamento de parede automático se justifica, para uma melhor caracterização da subcamada limite viscosa e a região de amortecimento.

Além do tratamento de parede automático, Menter (2003) propôs uma correção da viscosidade turbulenta para escoamentos em baixos números de Reynolds junto a paredes sólidas. Segundo o autor, essa correção é necessária pois os modelos de turbulência foram concebidos para modelagem de escoamentos na condição de número de Reynolds elevado. Neste trabalho, sua funcionalidade se restringe apenas em regiões de maior refino, devidamente escolhidas, representadas por $y^+ < 10$. Menter (2003) também indicou que o modelo *SST* é uma excelente alternativa para prever a transferência de calor. Além disso, o autor também sugeriu que o tratamento de parede automático é menos dependente do refino de malha do que funções de parede padrão.

Em função das recomendações de Menter (2003), o modelo *SST* com tratamento automático de parede e correção para número de Reynolds baixo (*Low-Re correction*) foi empregado neste trabalho.

Deve ser também mencionado que o domínio de solução possui geometria complexa e as malhas para sua discretização resultaram um número de volumes em torno de 6×10^6 , tomando em torno de 50% da memória *RAM* nas simulações e sendo um limitador de um maior refino da malha. Este é mais um motivo para a escolha do modelo *SST*, devido ao seu tratamento de parede ser capaz de resolver gradientes de propriedades adequadamente mesmo em malhas mais grosseiras. De fato, Schreiner (2008) simulou o escoamento de fluido refrigerante com transferência de calor no interior de um compressor biela-manivela e constatou que o modelo *SST* é adequado para a solução numérica deste tipo de problema.

4.2 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO

Tendo apresentado as equações do modelo integral do ciclo de compressão no Capítulo 3 e o sistema de equações de transporte do modelo diferencial para o restante do domínio de solução na Seção 4.1, a Seção 4.2 descreve o procedimento de solução e a troca de informações entre ambos os modelos.

Primeiramente, são apresentados detalhes da geometria do compressor e da malha adotada na discretização do domínio de solução. Como já comentado, deve haver um compromisso entre custo de processamento computacional e qualidade da malha. Estabelecidas a geometria e a malha de discretização, são apresentadas então as condições de contorno do problema. Finalmente, o acoplamento entre os modelos integral e diferencial é explicado.

As simulações foram realizadas com um computador configurado com processador *Intel Core i7 – modelo 3930K*, 3.2 GHz e memória RAM de 64 GB.

4.2.1 Geometria e malha de discretização

Problemas térmicos resolvidos via método de volumes finitos fornecem uma grande quantidade de resultados, tais como campos de pressão, velocidade e temperatura. Objetivando o uso adequado de recursos computacionais, cabe ao analista concentrar os esforços de processamento nas regiões de maior interesse do problema investigado, mas sem descaracterizar a geometria ou a física do fenômeno.

Neste trabalho, a geometria original do compressor foi alterada para uma versão simplificada (Figura 4.1), de forma a facilitar a geração de malha em determinadas regiões e para aumentar a qualidade dos volumes resultantes dessa discretização. Folgas estreitas e interfaces entre componentes são exemplos de regiões onde deve haver simplificação geométrica.

A Figura 4.2 mostra as cinco etapas para a implementação do modelo diferencial. As duas primeiras etapas consistem na criação do modelo sólido do compressor e na sua subsequente simplificação, conforme descrito no parágrafo anterior. Na “Etapa 3” (Figura 4.2) a geometria simplificada é discretizada com pequenos volumes. Neste trabalho, a malha usada na discretização foi do tipo híbrida, formada por cerca de 17×10^6 volumes tetraédrico-prismáticos. A geração da malha usou em torno de 45% da memória RAM do computador, ou seja, em torno 30 GB. Posteriormente, na “Etapa 4”, os volumes da malha são

transformados em poliédrico-prismáticos, um recurso do código Fluent que diminui o número de volumes para 6×10^6 volumes, reduz erros de truncamento e facilita a convergência da solução.

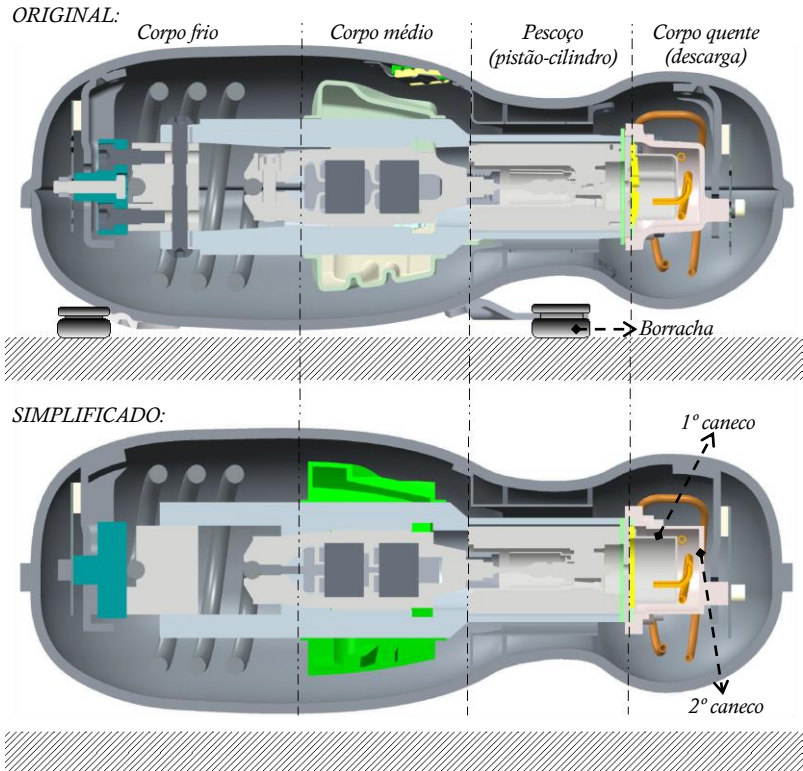
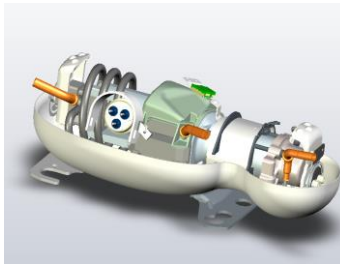


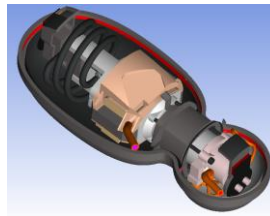
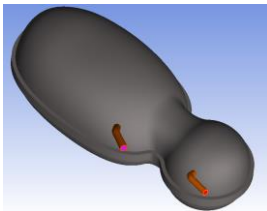
Figura 4.1 – Compressor antes e depois da simplificação geométrica.

Pode-se dizer que a forma dos volumes afeta a acurácia da solução numérica, devido à melhoria da qualidade de parâmetros de avaliação da malha, representados pela assimetria (*skewness*) e razão de aspecto do volume. A assimetria é definida como a diferença entre a forma do volume avaliado e a forma de um volume equilátero de mesmo volume. Assim, malhas com quadriláteros devem ter ângulos internos próximos de 90° , enquanto que malhas triangulares devem ter ângulos internos próximos de 60° . A razão de aspecto é uma medida de quão alongado o volume é, devendo ser inferior à relação de 5:1 e preferencialmente próximo da unidade (ANSYS, 2013).

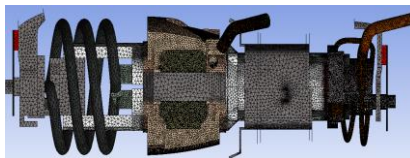
Etapa 1) Concepção de projeto - CAD do compressor linear (ProE).



Etapa 2) Geometria simplificada no ProE: retirada de arredondamentos, estreitamentos e partes sem importância termodinâmica (fios, fixadores, conectores).



Etapa 3) Construção de malha numérica (Ansys ICEM 14.0): 17.000.000 de volumes prismáticos + tetraédricos.



Etapa 4) Preparação do caso e simulação (Ansys Fluent):

Condições de contorno, acoplamento de modelos via udf, poliedros, critérios de convergência e parada, cálculos e registros de resultados.

Etapa 5) Resultados (Ansys CFD-Post 14.0).

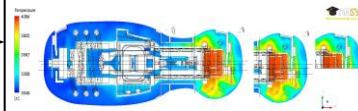


Figura 4.2 – Etapas do desenvolvimento de uma simulação numérica.

No presente trabalho, a malha foi inicialmente gerada com volumes tetraédricos, cujas faces são triangulares. Posteriormente, com o emprego do código Fluent, constrói-se uma malha com volumes poliédricos a partir da malha com volumes tetraédricos. Os poliedros são formados pela mescla de tetraedros de menor qualidade, isto é, aqueles com maior razão de aspecto e/ou assimetria, melhorando a qualidade de malha. Uma vez que mais de um volume tetraédrico é usado para formar um volume poliédrico, a malha resultante terá um número menor de volumes.

A razão de aspecto dos volumes próxima da unidade favorece a convergência do problema numérico, pois todas as faces do volume possuem áreas similares, sendo conveniente para o balanço de propriedades do escoamento que atravessam cada face. No caso de um volume com razão de aspecto elevada, a integração do fluxo da propriedade em uma face com área tendendo a zero será também próxima de zero. Os elevados valores de fluxo nas demais faces do volume podem criar um desequilíbrio local, com influência nos volumes vizinhos em relação ao volume em questão, comprometendo a estabilidade numérica. De fato, a existência de poucas dezenas de volumes com alta razão de aspecto pode comprometer a simulação de uma malha com milhares de volumes.

Neste trabalho, foram identificadas algumas regiões críticas no que diz respeito à geração da malha, exigindo atenção especial. O termo “crítico” é usado por dois motivos: importância para a caracterização do fenômeno físico e custo computacional. Neste sentido, a região mais crítica foi a região dos canecos de descarga. Na região dos canecos de descarga, identificada na Figura 4.3, encontram-se os maiores gradientes de velocidade e temperatura e, portanto, a maior transferência de calor.

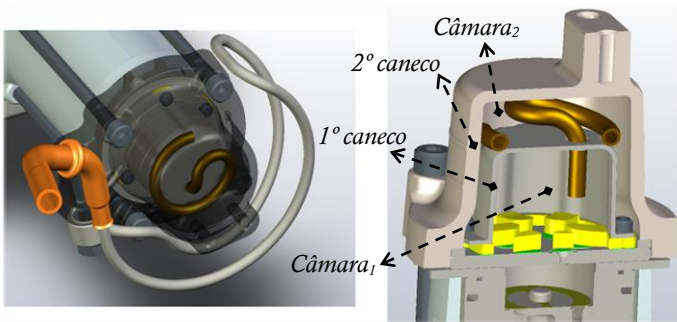


Figura 4.3 – Canecos da descarga, compressor não simplificado.

A modelagem do escoamento na região dos canecos é problemática porque a mesma é formada por um grande número de peças conectadas e de pequenas dimensões, exigindo maior refino e qualidade da malha de discretização.

Devido à sua complexidade geométrica, a região dos canecos de descarga é discretizada com volumes prismáticos, conforme ilustrado na Figura 4.4 e Figura 4.6. Os números na Figura 4.4 identificam regiões com gás: (1)_{-ΔP} ambiente interno da carcaça na pressão de sucção, (2)_{+ΔP} câmaras de descarga 1 e 2, (3) vazio referente ao modelo integral da câmara de compressão, detalhado no Capítulo 3. A região delimitada pela linha tracejada compreende os cortes apresentados na Figura 4.5 e na Figura 4.6.

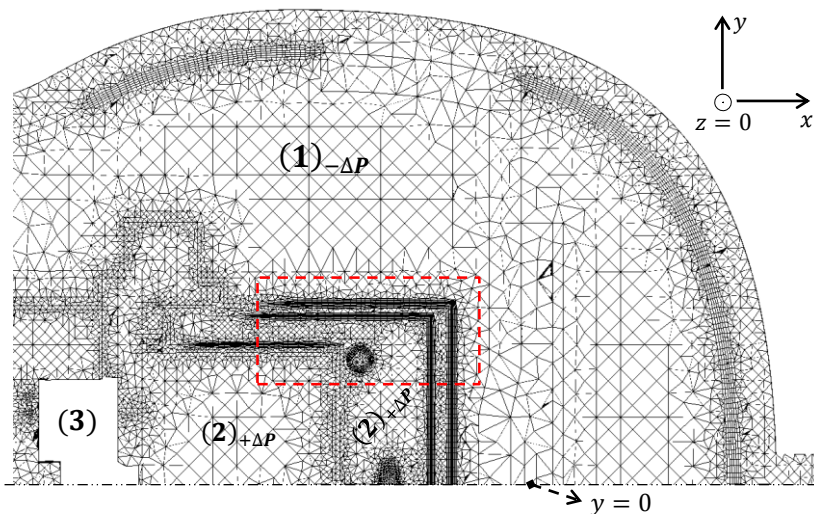


Figura 4.4 – Corte na região da descarga do compressor, com camadas prismáticas nas interfaces sólido-fluido.

Os volumes prismáticos são extremamente importantes para a acurácia dos resultados de transferência de calor. Contudo, a utilização de volumes prismáticos representa um aumento considerável no custo computacional. Por exemplo, na “Etapa 3” (Figura 4.2), caso a malha não apresentasse volumes prismáticos, a mesma teria em torno de 7×10^6 volumes a menos. Desta forma, buscou-se reconhecer as regiões com maiores fluxos de calor e somente para elas gerar malhas com volumes prismáticos.

A utilização de volumes prismáticos permite caracterização da camada limite junto às paredes. Por outro lado, volumes irregulares facilmente ultrapassam a espessura de camada limite, resultando em valores subestimados de fluxos de calor. Neste trabalho, buscou-se utilizar cerca de 5 a 10 camadas prismáticas dentro da camada limite. Os resultados mostrados na Figura 4.6 para o campo de velocidade foram obtidos com a malha estruturada em camadas prismáticas. É importante notar o alinhamento dos vetores de velocidade junto às paredes dos canecos.

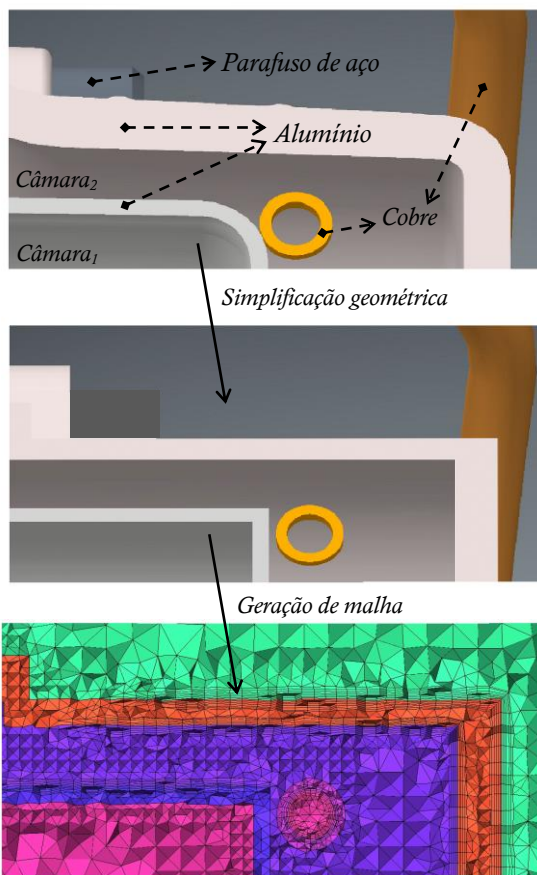


Figura 4.5 – Simplificação geométrica na região de descarga e malha gerada.

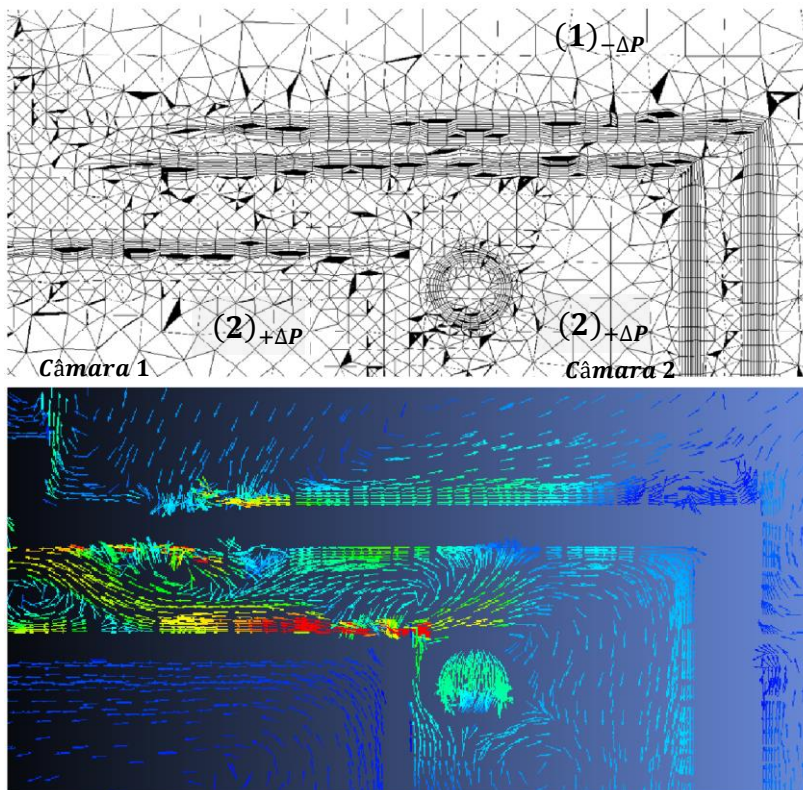


Figura 4.6 – Campo de velocidade na região de descarga do compressor.

4.2.2 Condições de contorno e de geração de calor

A solução numérica do escoamento e da transferência de calor nas regiões com gás e componentes sólidos requer a prescrição de condições de contorno (**CC**) nos contornos da geometria (\mathcal{C}) e condição de geração volumétrica (**CG**) nos volumes da geometria (\mathcal{V}). Essas condições são também fundamentais no acoplamento dos modelos integral e diferencial. Na Figura 4.7 são identificadas quatro condições de contorno usadas neste trabalho. Há ainda três condições de contorno localizadas nas superfícies da câmara de compressão, apresentadas na Figura 4.8.

As condições de contorno são dados de entrada para o modelo diferencial e estão listadas na Tabela 4.1. O termo “origem” é usado para indicar se a condição de contorno é prescrita ou se é fornecida pelo modelo integral adotado para a câmara de compressão.

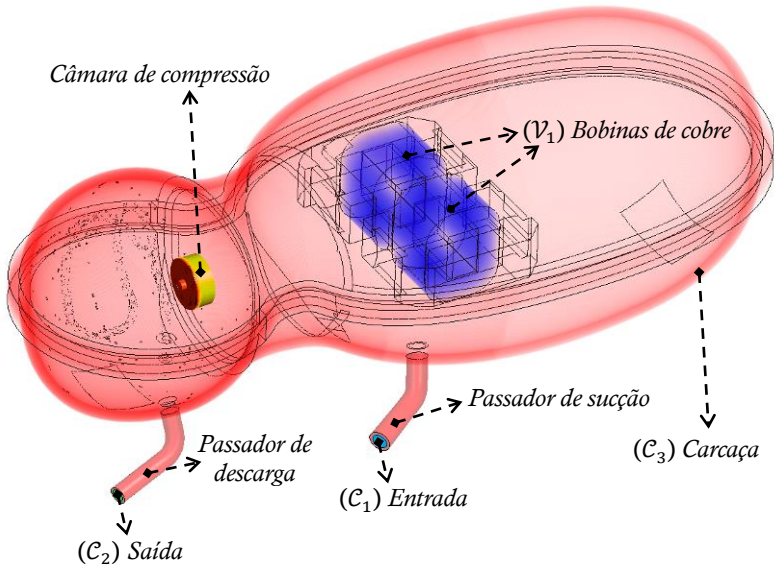


Figura 4.7 – Regiões de contorno: C_1 entrada (linha de sucção), C_2 saída (linha de descarga), C_3 carcaça do compressor, V_1 volume das bobinas de cobre do motor linear.

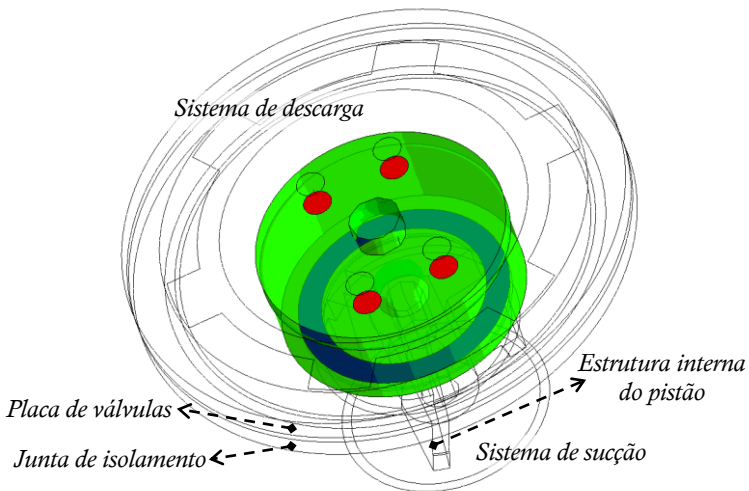


Figura 4.8 – Regiões de contorno da câmara de compressão: C_4 paredes de aço (verde), C_5 orifício de sucção (anel azul), C_6 quatro orifícios de descarga (vermelho).

Tabela 4.1 – Condições de contorno (**CC**) e de geração volumétrica (**CG**) para o modelo diferencial.

Região	Condições prescritas	Origem
Entrada \mathcal{C}_1	p, T	Dado de entrada
Saída \mathcal{C}_2	p	Dado de entrada
Carcaça \mathcal{C}_3	h, T	Dado de entrada
Paredes da câmara \mathcal{C}_4	\dot{Q}_w	Modelo integral
Orifício de sucção \mathcal{C}_5	\dot{m}	Modelo integral
Orifício de descarga \mathcal{C}_6	\dot{m}, T	Modelo integral
Bobinas de cobre \mathcal{V}_1	\dot{Q}_{mot}	Modelo integral

\mathcal{C}_1 e \mathcal{C}_2 são contornos do fluido refrigerante, respectivamente: na entrada do passador de sucção e na saída do passador de descarga. A pressão da linha de sucção $(p_{in})_{\mathcal{C}_1}$ é igual à pressão de evaporação e a temperatura de linha de sucção $(T_{in})_{\mathcal{C}_1}$ é fixada em 32°C , conforme norma estabelecida para testes de desempenho do compressor em laboratório. Finalmente, a pressão de linha de descarga $(p_{out})_{\mathcal{C}_2}$ é igual à pressão de condensação. A temperatura na linha de descarga é um resultado do modelo diferencial.

Ao contorno \mathcal{C}_3 , é atribuída à troca de calor entre a carcaça do compressor e o ambiente externo na temperatura de $(T_{amb})_{\mathcal{C}_3} = 32^\circ\text{C}$, sendo representada pelo coeficiente de transferência convectiva de calor, $(h_{amb})_{\mathcal{C}_3}$.

No domínio de solução, há uma única região de geração de calor, \mathcal{V}_1 , aonde é endereçado o calor liberado por efeito Joule nas duas bobinas de cobre do motor, \dot{Q}_{mot} , o qual é calculado pelo modelo integral. Esta condição é incluída no modelo diferencial como um termo de geração volumétrica de calor, $(q'''_{mot})_{\mathcal{V}_1}$, sendo responsável pelo aquecimento dos componentes sólidos e do gás situados na vizinhança do motor elétrico.

Ainda no ambiente interno do compressor, restam os contornos da câmara de compressão: \mathcal{C}_4 , \mathcal{C}_5 e \mathcal{C}_6 . O calor dissipado nas paredes da câmara de compressão é integrado durante o ciclo de compressão. No modelo diferencial, este valor é usado como condição de contorno de fluxo de calor prescrito nas paredes da câmara de compressão. Assim, na interface da câmara de compressão:

$$(q''_w)_{\mathcal{C}_4} = -k_w \frac{\partial T_w}{\partial n}, \quad (4.22)$$

onde $\partial T_w / \partial n$ é a componente do gradiente de temperatura na direção normal, n , à superfície da parede da câmara, calculada pelo modelo diferencial.

Finalmente, para a câmara de compressão restam os contornos \mathcal{C}_5 e \mathcal{C}_6 , referentes aos orifícios de passagem das válvulas de sucção e descarga, respectivamente. O modelo integral da câmara de compressão calcula o fluxo de massa nos orifícios das válvulas através da Equação (3.30). Assim, a condição de contorno adotada na interface do orifício de sucção foi a vazão de massa $(\dot{m}_{sv})_{\mathcal{C}_5}$. Da mesma forma, para a interface dos orifícios de descarga a vazão de massa $(\dot{m}_{dv})_{\mathcal{C}_6}$ e a temperatura de descarga $(T_{dis,o})_{\mathcal{C}_6}$ foram usadas como condições de contorno.

A temperatura do escoamento no orifício de descarga é calculada a partir de uma média da temperatura instantânea do gás no cilindro (T_G) ponderada no fluxo de massa \dot{m}_{dv} que varia ao longo do processo de descarga, ou seja:

$$(T_{dis,o})_{\mathcal{C}_6} = \frac{(\sum \dot{m}_{dv} T_G)}{(\sum \dot{m}_{dv})}. \quad (4.23)$$

A Tabela 4.2 lista as condições de contorno que devem ser prescritas no modelo integral, **CCI**, identificadas na representação esquemática do compressor da Figura 4.9.

Tabela 4.2 – Condições de contorno para o modelo integral (**CCI**).

<i>Região</i>	<i>Condição prescrita</i>	<i>Origem</i>
<i>Paredes da câmara \mathcal{C}_4</i>	T_w	Modelo diferencial
<i>Orifício de sucção \mathcal{C}_5</i>	$T_{suc,o}$	Modelo diferencial

Conforme descrito no Capítulo 3, uma das ineficiências do compressor se deve ao vazamento de gás na folga pistão-cilindro ($\dot{m}_{pis,top} = \dot{m}_{leak}$), avaliado pela Equação (3.39). No entanto, esse vazamento não foi considerado como condição de contorno no modelo diferencial pelo fato de sua vazão ser em torno 0,1% da vazão do compressor. Além de sua pequena importância, a utilização de $\dot{m}_{pis,top}$ como condição de contorno traria a necessidade de geração de malha na região da folga que, em virtude de suas pequenas dimensões, acarretaria em um custo computacional mais alto. Com isso, as duas únicas vazões de massa significativas na câmara de compressão são $(\dot{m}_{sv})_{\mathcal{C}_5}$ e $(\dot{m}_{dv})_{\mathcal{C}_6}$, implicado na seguinte relação:

$$\dot{m}_{sv} = \dot{m}_{dv} = \dot{m}_{comp} = \dot{m}_{evap}. \quad (4.24)$$

Finalmente, outro aspecto não considerado foi a geração de calor em função de perdas mecânicas, já que a eficiência mecânica do compressor linear é de aproximadamente 99,5%.

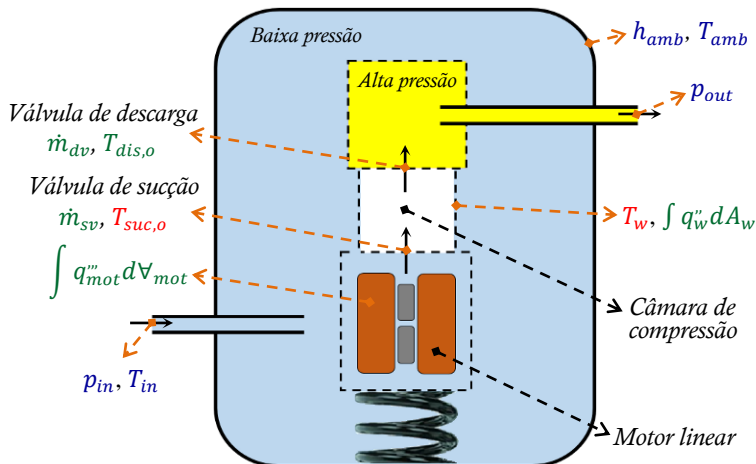


Figura 4.9 – Condições de contorno e de geração volumétrica fornecidas pelo modelo integral e condições de contorno fornecidas pelo modelo diferencial.

4.2.3 Preparação de casos e acoplamento de modelos

Com as equações matemáticas e as condições de contorno do modelo do compressor devidamente estabelecidas, discute-se a seguir a preparação de casos e o acoplamento dos modelos integral e diferencial.

O acoplamento entre os modelos integral e diferencial é feito através de um código escrito em linguagem C. O código permite a troca de condições de contorno, em que condições de saída de um modelo correspondem às condições de entrada do outro. A interação entre os modelos diferencial e integral permite a simulação global do compressor, incluindo o ciclo de compressão e a distribuição de temperatura dos diversos componentes do compressor.

A troca de condições de contorno entre os modelos permanece até que seja encontrada a solução para a condição de regime permanente. A identificação do regime permanente é verificada para quatro requisitos: (i) coerência física do resultado; (ii) estabilidade de variáveis monitoradas; (iii) atendimento de critérios de convergência e parada

definidos no código de acoplamento (definidos na Seção 4.3) e (iv) resíduos das equações de transporte abaixo de valores estabelecidos no código Fluent.

Algumas considerações devem ser explicadas sobre o preparo de casos para simulações. Antes da geração de malha e já com a geometria simplificada do compressor, com o auxílio do código ICEM, deve-se identificar as regiões de contorno e nomeá-las. Isto é necessário para que o código linguagem C as identifique e atribua às mesmas os valores de interesse que são transportados de um modelo para o outro durante a simulação do compressor.

A partir da seleção das regiões de contorno, deve-se gerar a malha numérica tetraedro-prismática, com os cuidados apresentados na Seção 4.2.1. Posteriormente, após transformar a malha tetraedro-prismática em poliedro-prismática para o código Fluent, definem-se as propriedades do fluido refrigerante e dos materiais do compressor.

Ainda no código Fluent, deve-se definir características do escoamento a ser simulado. Nesse sentido, a hipótese de escoamento incompressível foi considerada. Isto porque um escoamento é considerado compressível quando o campo de pressão tem forte influência no campo de massa específica. Isso acontece em escoamentos com alto número de Mach (M), o que não é o caso neste trabalho. No interior do compressor, a magnitude da velocidade do gás não é superior a 15 m/s. Sabendo que:

$$M = \frac{U}{c}, \quad (4.25)$$

em que:

$$c = \sqrt{\gamma RT}, \quad (4.26)$$

sendo U a velocidade do escoamento, c a velocidade do som, $\gamma = c_p/c_v$, e R a constante do gás R-134a. Assim, no compressor analisado, tem-se $M < 0,1$, possibilitando o desacoplamento dos campos de pressão e massa específica. Por sua vez, o campo de pressão será resolvido através de um acoplamento pressão-velocidade, descrito mais adiante.

Os contornos e o volume onde há geração de calor, anteriormente identificados no gerador da malha (código ICEM), são reconhecidos quando a malha é introduzida no código Fluent. Em $\{C_1, C_2, C_3\}$, as condições de contorno são diretamente prescritas pelo usuário. Já as

condições de contorno provenientes do modelo integral são fornecidas ao Fluent pelo código de acoplamento. Isto é, utilizando um compilador de linguagem C disponível no código Fluent, compila-se o código de acoplamento, de forma a associar as variáveis correspondentes aos contornos e ao volume onde há geração: $\{C_4, C_5, C_6, V_1\}$.

Por exemplo, dada uma condição de operação representada pelo par de temperaturas de evaporação e condensação $(-23,3/40,5^\circ\text{C})$ a ser simulada no código Fluent, utilizando o fluido refrigerante R134a, a preparação da simulação segue o fluxograma apresentado na Figura 4.10:

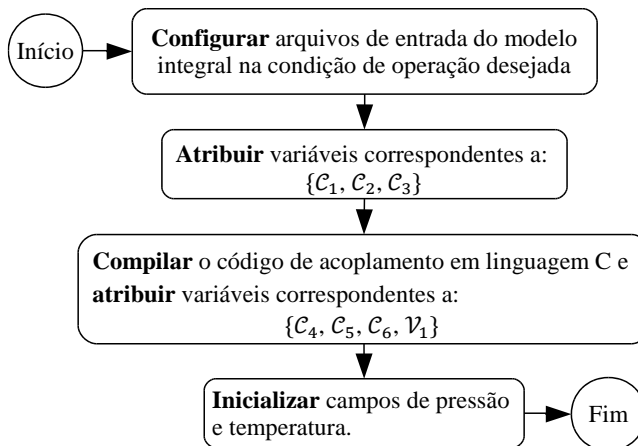


Figura 4.10 – Fluxograma para preparação de casos para simulação.

Inicialmente, valores de temperatura provenientes das primeiras iterações no modelo diferencial podem ser muito elevados ou até temperaturas negativas, gerando inconsistências físicas nos cálculos do modelo integral, comprometendo o acoplamento e interrompendo a simulação abruptamente. Para evitar isto, nas primeiras 2000 iterações (70 horas de simulação), $T_{suc,o}$ e T_w são mantidas fixas. Caso dados experimentais estejam disponíveis, os correspondentes valores de $T_{suc,o}$ e T_w são usados para este propósito. Assim, nas primeiras 2000 iterações, o modelo integral da câmara de compressão não recebe essas duas temperaturas do modelo diferencial, mas entrega as variáveis indicadas na Tabela 4.1 ao modelo diferencial. Nesta, situação, o procedimento de solução é dito “semi-acoplado”.

No passo 6), os campos de pressão e temperatura são inicializados em duas etapas: a) e b). A inicialização direta, etapa a), corresponde à inicialização do domínio de fluido anterior à válvula de sucção com

valores de pressão e temperatura, no caso pressão de evaporação e uma estimativa inicial para a temperatura no sistema de sucção. Da mesma forma, o domínio de fluido posterior à válvula de descarga é inicializado com valores de pressão e temperatura, mas neste caso, pressão de condensação e uma estimativa inicial para a temperatura no sistema de descarga. O campo de velocidade é iniciado nulo, sendo alterado à medida que as condições de contorno de pressão e vazão de massa têm seus efeitos sentidos no domínio de solução do modelo diferencial.

Para a solução das equações de conservação no modelo diferencial, escolheu-se um método de solução segregado, em que as propriedades transportadas são alocadas em matrizes independentes. Do ponto de vista de avanço no tempo, foi usada uma formulação totalmente implícita. O sistema linear obtido foi resolvido pelo método iterativo de Gauss-Seidel, com o método *Multigrid* (AMG – Fluent) sendo empregado para acelerar a convergência do procedimento. Os campos das grandezas do escoamento (T , \vec{U} , k , ω) provêm da solução das correspondentes equações de transporte.

O uso de um método segregado para solução das equações de transporte implica no uso de um método para garantir o acoplamento entre os campos de pressão e velocidade. A ideia desse acoplamento é garantir que o campo de pressão introduzido nas equações de *Navier-Stokes* gere um campo de velocidade que satisfaça a equação da conservação da massa. Imediatamente após a inicialização direta das variáveis no domínio de solução, o acoplamento pressão-velocidade é tratado pelo método SIMPLE. O método SIMPLE e o uso de fatores de sub-relaxação na atualização das variáveis a cada iteração permitem que o procedimento iterativo avance sem o risco de divergência.

Em torno de 2000 iterações, os campos das diversas grandezas do escoamento já apresentam consistência física e, assim, os valores de $T_{suc,o}$ e T_w podem ser avaliados e passados para o modelo integral da câmara de compressão através do código de acoplamento. A partir desse momento, as soluções dos modelos diferencial e integral passam a ser completamente acopladas, conforme mostra o fluxograma na Figura 4.11. A simulação do escoamento prossegue com método SIMPLE até 10000 iterações, tomando um total de duas semanas de processamento computacional. Essa simulação inicial com 10000 iterações é usada como ou inicialização refinada, etapa b), para as posteriores simulações do compressor em diferentes condições de operação.

Ao começar a simulação da primeira condição de operação, após as 10000 iterações da preparação inicial, mantém-se o método SIMPLE

por aproximadamente mais 1000 iterações, pela sua capacidade de rápida acomodação do campo do escoamento em função das variações nas condições de contorno. Pela experiência e monitoramento das simulações, estipulou-se um número mínimo de 750 iterações para esta acomodação com coerência física. O valor de 1250 iterações foi especificado como limite máximo por questões de tempo de processamento.

Posteriormente, ainda na mesma condição de operação, altera-se o procedimento de solução das equações de conservação da forma segregada para a forma acoplada. No procedimento de solução acoplado não há a necessidade de um método para garantir o acoplamento pressão-velocidade, sendo que todas as variáveis do escoamento são dispostas em uma única matriz. Dessa maneira, instabilidades observadas no método de solução segregada são então reduzidas, aumentando a taxa de convergência.

Para reduzir o tempo de simulação com o procedimento de solução acoplado, adota-se a técnica de solução via transiente distorcido. Assim, uma vez que se deseja a solução para regime permanente, não é necessário que os balanços de cada volume sejam atendidos em cada iteração. Isto permite que as iterações prossigam, mesmo que alguns volumes problemáticos demorem a ser solucionados, reduzindo o tempo de processamento. A simulação é parada automaticamente quando os critérios de convergência e de parada, a serem apresentados na Seção 4.3.2, sejam alcançados.

Para simulação de uma nova condição de operação, com outras pressões e temperaturas de evaporação e condensação, aproveitam-se os campos da simulação anterior como condição inicial. Esta é uma maneira de reduzir o custo computacional, evitando as primeiras duas semanas de processamento necessárias para estabelecer o campo do escoamento a partir de uma condição muito afastada da real.

Mesmo assim, a mudança repentina da condição de contorno pode gerar divergência com origem nos volumes de controle adjacentes às fronteiras do domínio de solução. Para evitar esse problema, emprega-se novamente o método de solução segregado em conjunto com o método SIMPLE. Realizam-se entre 750 e 1250 iterações e, em seguida, volta-se a adotar o método de solução acoplado até a convergência do procedimento iterativo.

O fluxograma da Figura 4.11 descreve o acoplamento entre modelos diferencial e integral, com N_{ITER} sendo a variável do código Fluent que registra o número da iteração. O modelo integral é acionado a cada quatro iterações do modelo diferencial, após se observar que esse valor fornece um compromisso adequado entre tempo de processamento

e problemas com divergência. Uma frequência de chamada baixa do modelo integral reduz o tempo de processamento, mas com o risco de variações abruptas nas variáveis entregues ao modelo integral causarem instabilidades numéricas no procedimento de solução.

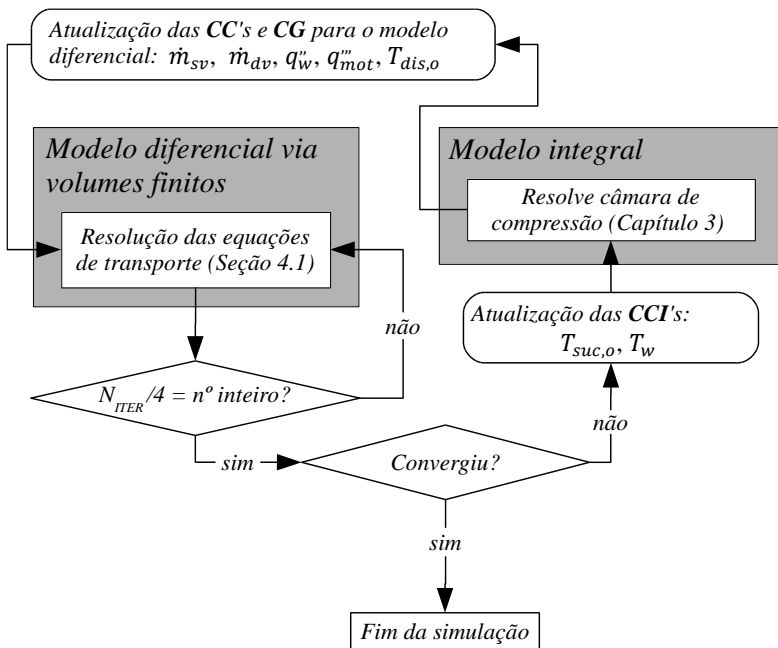


Figura 4.11 – Acoplamento entre modelos integral e diferencial automatizado pelo código linguagem C.

4.3 VERIFICAÇÃO NUMÉRICA

A solução numérica das equações diferenciais de transporte usando o método de volumes finitos é associada a erros de discretização. Além disso, deve-se também observar a convergência do procedimento iterativo de solução através do comportamento das variáveis e dos resíduos das equações de transporte, a fim de determinar quando o problema converge e a simulação interrompe.

Para isso, esta seção apresenta os critérios de convergência e parada da simulação, além da ordem de aproximação de funções de interpolação que levam a erros de discretização. Essas discussões balizam a comparação dos resultados numéricos com os dados experimentais no Capítulo 5.

4.3.1 Erros de discretização

Solucionar equações diferenciais de transporte de forma analítica ou exata é exclusividade de alguns poucos casos e, muitas vezes, bastante simplificados de escoamentos. De modo geral, escoamentos de interesse de engenharia são de geometria complexa, envolvendo transferência de calor, como a situação analisada neste trabalho.

A solução das equações de transporte no domínio temporal e espacial do compressor linear envolve a discretização das equações diferenciais, gerando um sistema de equações algébricas através de algum método conveniente, como o método de volumes finitos. A resolução do sistema de equações algébricas requer a avaliação por meio de interpolação das propriedades nas faces dos volumes formados pela discretização do domínio. Nas simulações realizadas nesta dissertação, as interpolações em todas as equações de transporte foram realizadas com um esquema *upwind* de segunda ordem.

No presente trabalho, houve a preocupação em balancear o refino da malha com o custo de processamento computacional. Neste sentido, o refino foi somente aplicado em regiões com elevados gradientes de propriedades do escoamento. Por exemplo, camadas de volumes prismáticos foram utilizadas para calcular adequadamente os fluxos de quantidade de movimento e calor junto a paredes sólidas. Em regiões de gradientes moderados, a malha foi formada por volumes poliédricos, com refino suficiente para não descaracterizar a geometria.

4.3.2 Critérios de convergência e parada

Uma solução numérica tem coerência física ou consistência quando a discretização espacial e/ou temporal permite que o resultado obtido esteja bastante próximo da solução da equação diferencial. Em função dos erros de discretização, o resultado será tão melhor quanto maior o refino de malha. Nesse aspecto, todo método numérico de volumes finitos, desenvolvido a partir das equações na forma conservativa, é um método consistente.

Segundo Maliska (2004), consistência e estabilidade são condições necessárias e suficientes para a convergência de um problema resolvido via método de volumes finitos.

Assim, dado que consistência é uma característica do método de volumes finitos utilizado neste trabalho, garantir a estabilidade da solução é, portanto, garantir a convergência. Para isso, elegeram-se as seguintes grandezas para o monitoramento de seus valores ao longo das iterações:

- i) Temperatura do orifício de sucção ($T_{suc,o}$);
- ii) Temperatura da parede do cilindro (T_w);
- iii) Balanço de energia integral no domínio diferencial em $[W]$:

$$\sum \dot{E}_{in} + \sum \dot{E}_{out} = \Delta \dot{E}; \quad (4.27)$$

- iv) Taxa de calor que atravessa a parede do cilindro em $[W]$:

$$\dot{Q}_w = \int q_w'' dA_w; \quad (4.28)$$

- v) Vazão de massa na entrada (linha de sucção) do compressor (\dot{m}_{in});
- vi) Vazão de massa na saída (linha de descarga) do compressor (\dot{m}_{out}).

Os valores de T_w e $T_{suc,o}$ provêm do modelo diferencial e são condições de contorno do modelo integral. A estabilidade dessas duas variáveis é um indício de que o campo de temperaturas, anterior à válvula de sucção e nos arredores da câmara de compressão, está respeitando a conservação da energia, tornando a observação dessas variáveis importante. A verificação de convergência do valor de $T_{suc,o}$ foi feita pela seguinte expressão:

$$\frac{\left| T_{suc,o}^0 - \left[\frac{\sum_{it=0}^9 (T_{suc,o}^{it})}{10} \right] \right|}{(T_{dis,o} - T_{in})} < 10^{-3}, \quad (4.29)$$

onde $T_{suc,o}^0$ é o valor de $T_{suc,o}$ na iteração mais recente (it). A parcela subtraída de $T_{suc,o}^0$ é o valor médio de $T_{suc,o}$ nas últimas 10 iterações. O denominador é a maior diferença de temperatura no domínio, isto é, a diferença entre as temperaturas do orifício de descarga e linha de sucção.

Da mesma maneira, para temperatura de parede de cilindro uma expressão semelhante é adotada para o critério de convergência:

$$\frac{\left| T_w^0 - \left[\frac{\sum_{it=0}^9 (T_w^{it})}{10} \right] \right|}{(T_{dis,o} - T_{in})} < 10^{-3}. \quad (4.30)$$

É também importante verificar o balanço global de energia no domínio de solução do modelo diferencial, dado pela Equação (4.27), em que balanços advectivos e difusivos se relacionam pelas seguintes expressões:

$$\sum \dot{E}_{in} = \dot{m}_{in}h_{in} + \dot{m}_{dv}h_{dis,o} + \dot{Q}_{mot} + \dot{Q}_w, \quad (4.31)$$

$$\sum \dot{E}_{out} = \dot{m}_{vs}h_{suc,o} + \dot{m}_{out}h_{out} + \dot{Q}_{amb}, \quad (4.32)$$

sendo:

$$\dot{Q}_{mot} = \int q'''_{mot} dV_{mot}, \quad (4.33)$$

$$\dot{Q}_{amb} = \int q''_{amb} dA_{amb}. \quad (4.34)$$

O balanço de energia é considerado convergido quando:

$$\left| \frac{\Delta_{\dot{E}}^0 - \left[\sum_{it=0}^9 (\Delta_{\dot{E}}^{it}) / 10 \right]}{W_{ele}} \right| < 10^{-3}, \quad (4.35)$$

onde o denominador é a maior potência disponível, representada pela potência elétrica fornecida ao compressor.

Para a taxa de calor que atravessa as paredes da câmara de compressão, deve-se garantir o seguinte critério de convergência:

$$\left| \frac{\dot{Q}_w^0 - \left[\sum_{it=0}^9 (\dot{Q}_w^{it}) / 10 \right]}{W_{ele}} \right| < 10^{-3}. \quad (4.36)$$

As vazões de massa na entrada e na saída do compressor devem ser iguais quando o procedimento de solução estiver convergido. Além disso, sabendo que as vazões de massa na entrada e na saída são um resultado do modelo diferencial, influenciados pelas vazões de massa nas válvulas de sucção e descarga, a comparação das vazões nos extremos do compressor com as vazões nas fronteiras da câmara de compressão é uma

boa maneira de verificar a convergência do procedimento, como também para validar o acoplamento dos modelos.

Os critérios para as vazões de massa no sistema de sucção e descarga são dados pelas seguintes expressões:

$$\frac{|\dot{m}_{sv} - \dot{m}_{in}|}{\dot{m}_{in}} < 10^{-3}, \quad (4.37)$$

$$\frac{|\dot{m}_{dv} - \dot{m}_{out}|}{\dot{m}_{out}} < 10^{-3}. \quad (4.38)$$

Com um total de seis critérios de convergência, equações (4.29), (4.30), (4.35) a (4.38), a parada do procedimento de solução e a convergência geral do problema são atendidas quando os seis critérios supracitados são alcançados simultaneamente, conforme indicado no fluxograma da Figura 4.11. Após os campos do escoamento terem sido inicializados, cada condição de operação necessita aproximadamente de 3000 iterações para a convergência geral, o equivalente a quatro dias de processamento.

Além dos critérios indicados, observaram-se os resíduos das equações de transporte resolvidas no código Fluent como uma verificação adicional para confirmação da convergência. Seguindo a orientação do manual do código Fluent, os resíduos normalizados devem ser inferiores a 10^{-3} para as equações de transporte, exceto para a equação da energia, cujo valor deve ser inferior a 10^{-6} .

Os valores das variáveis foram monitorados ao longo do procedimento iterativo, de modo a verificar a convergência assintótica. Três variáveis ($p_{dis,o}$, $p_{suc,o}$, T_{out}) não foram usadas diretamente como critério de convergência (Seção 4.3.2), mas mesmo assim foram também monitoradas quanto ao comportamento de convergência assintótica.

Ao longo do desenvolvimento do trabalho, tentou-se avaliar a independência do resultado em relação ao refino de malha através de algum método apropriado para esse propósito. Contudo, dada a complexidade da geometria, a discretização do domínio exigiu malhas não-estruturadas, com diferentes tipos de volumes e grande refino em regiões de elevados gradientes, impedindo um estudo sistemático desse aspecto. Apesar disto, como será mostrado no Capítulo 5, existe uma concordância entre os resultados numéricos e os dados experimentais, sugerindo que o modelo é suficiente para a análise do superaquecimento do gás em compressores.

5. ANÁLISE DE RESULTADOS

Nos capítulos anteriores foram apresentados os modelos desenvolvidos para a simulação térmica do compressor linear. O Capítulo 3 descreveu o modelo de ciclo de compressão, ao passo que no Capítulo 4 foi detalhado o modelo diferencial utilizado para simular o escoamento e a transferência de calor nos diversos componentes do compressor. Conforme discutido, esses dois modelos são acoplados através de uma rotina escrita na linguagem C, permitindo a obtenção da distribuição de temperatura nos componentes e a quantificação das eficiências termodinâmicas do compressor.

O objetivo deste capítulo é apresentar e discutir os resultados obtidos da simulação de um compressor linear operando com fluido refrigerante R-134a. Inicialmente, a análise é realizada para uma dada condição de operação referência, avaliando-se os resultados de temperatura e de eficiências isentrópica e volumétrica do compressor. Posteriormente, procede-se a uma análise da sensibilidade dos resultados em relação a dois parâmetros de projeto e a outras condições de operação.

A validação do modelo foi realizada através da comparação dos resultados numéricos com dados experimentais, referentes a medições de temperatura em 20 posições, bem como eficiência isentrópica e eficiência volumétrica.

5.1 CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO REFERÊNCIA

A condição de operação referência é usada em comparações com dados experimentais a fim de validar os resultados numéricos. A condição de operação referência é resumida na Tabela 5.1, onde \dot{W}_{ele} , η_{ele} , T_{in} e T_{amb} são resultados de medições. O coeficiente de troca convectiva de calor, h_{amb} , foi estimado em 20W/m²K, a partir de um balanço de energia no compressor instrumentado.

Tabela 5.1 – Condição de operação referência.

<i>Condição de operação referência</i>	
T_{evap}	-23,3°C
T_{cond}	+40,5°C
$\dot{W}_{ele}, \eta_{ele}$	62,7W; 0,92
h_{amb}	20W/m ² K
T_{amb}, T_{in}	32°C

5.1.1 Campo de temperatura no domínio do gás

O modelo desenvolvido fornece resultados para os campos de temperatura em todo o domínio do compressor, envolvendo componentes sólido e regiões preenchidas com gás. O domínio do gás compreende o sistema de sucção, o ambiente interno e o sistema de descarga.

Uma primeira análise diz respeito à temperatura do gás à medida que o mesmo escoar nos sistemas de sucção e descarga, no trajeto desde a entrada até a saída do compressor. A Tabela 5.2 apresenta as temperaturas para os pontos de **A** a **J**, identificados na Figura 5.1. A Figura 5.1 também ilustra o campo de temperatura do fluido refrigerante em um plano de corte longitudinal. Além disto, na mesma tabela, apresentam-se as medições de temperatura nos mesmos pontos e a correspondente diferença entre os resultados numérico e experimental, dado por:

$$\Delta = T_{num} - T_{exp}. \quad (5.1)$$

Tabela 5.2 – Resultados experimentais e numéricos de temperatura em graus Celsius ao longo do escoamento do gás no interior do compressor.

<i>Caminho do gás</i>		T_{exp}	T_{num}	Δ
Saída do passador de sucção	A	34,2	33,0	-1,2
Entrada do tubo que adentra nos filtros	B	40,9	37,9	-3,0
Saída do tubo que adentra nos filtros	C	41,7	39,1	-2,6
Interior dos filtros	D	51,4	50,3	-1,1
Saída do par cilindro-pistão	E	54,5	49,1	-5,4
Região anterior à válvula de sucção	F	62,5	61,1	-1,4
Câmara de compressão	-	-	T_G	-
Entrada do tubo caracol	G	119,3	112,5	-6,8
Saída do tubo caracol	H	117,8	100,8	-17,0
Saída do caneco da descarga	I	84,4	86,3	+1,9
Entrada do passador de descarga	J	74,0	78,1	+4,1

A representação gráfica da variação da temperatura do gás ao longo das posições **A** a **J**, é apresentada na Figura 5.2. Pode-se observar que os resultados numéricos apresentam boa concordância com os dados experimentais, com exceção das posições **E**, **G**, **H** e **J**. Apesar dessas diferenças, o superaquecimento do gás no sistema de sucção (ΔT_{sh}^{AF}), referente à variação de temperatura entre as posições **A** e **F**, foi de 28,3°C de acordo com as medições, estando muito próximo do superaquecimento de 28,0°C previsto pelo modelo.

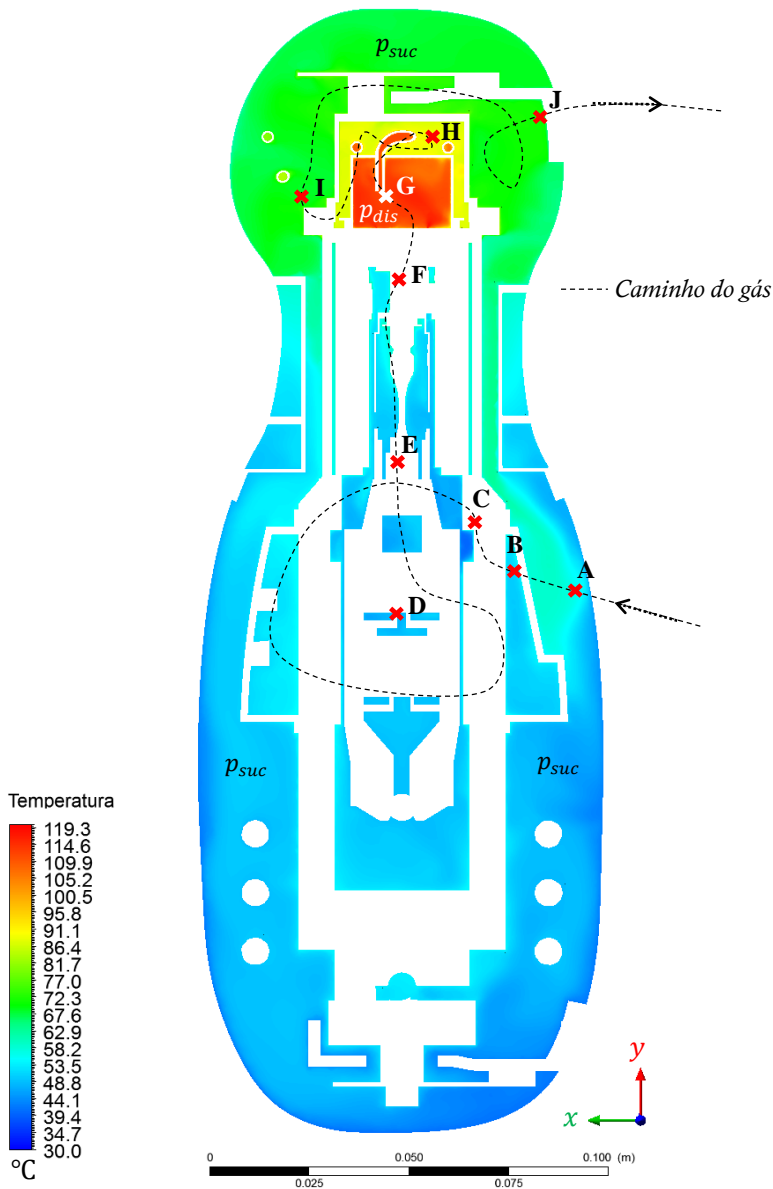


Figura 5.1 – Campo de temperatura e caminho do gás na condição de referência para o escoamento de gás em todo o compressor (sólido oculto).

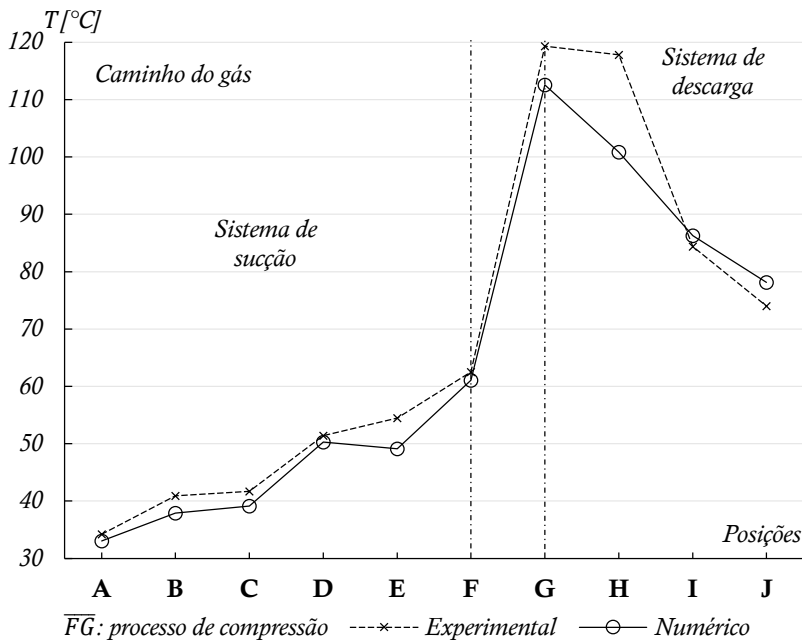


Figura 5.2 – Variação da temperatura do gás do passador de sucção (A) ao passador de descarga (J).

Existem possíveis causas para as discrepâncias nas posições **E**, **G**, **H** e **J**. A diferença de $-5,4^{\circ}\text{C}$ entre os resultados na posição **E** pode ser explicada em parte pela não modelagem de um termo fonte devido à dissipação de $0,5\text{W}$ de calor por atrito na interface pistão-cilindro. Caso tivesse sido considerada, essa fonte de calor tenderia a aumentar a temperatura da região do mancal como um todo (sólido e gás) incluindo a região de saída do cilindro e do pistão (posição **E**). Além disso, o movimento do pistão, não incluído no modelo, promoveria uma maior mistura de gás quente com frio em toda extensão do percurso interno ao pistão, o que também poderia aumentar a temperatura na posição **E** (indicada na Figura 5.3), tornando o resultado numérico mais próximo do dado experimental.

Quanto ao sistema de descarga, onde se encontram os desvios de maior magnitude, investigaram-se primeiramente as temperaturas nas extremidades do tubo caracol, representadas pelas posições **G** e **H**. O tubo caracol conecta os volumes de gás contidos no primeiro e no segundo caneco da descarga. A Figura 5.4 ilustra o campo de temperatura do

escoamento de fluido refrigerante na região da descarga e as posições **G** e **H**.

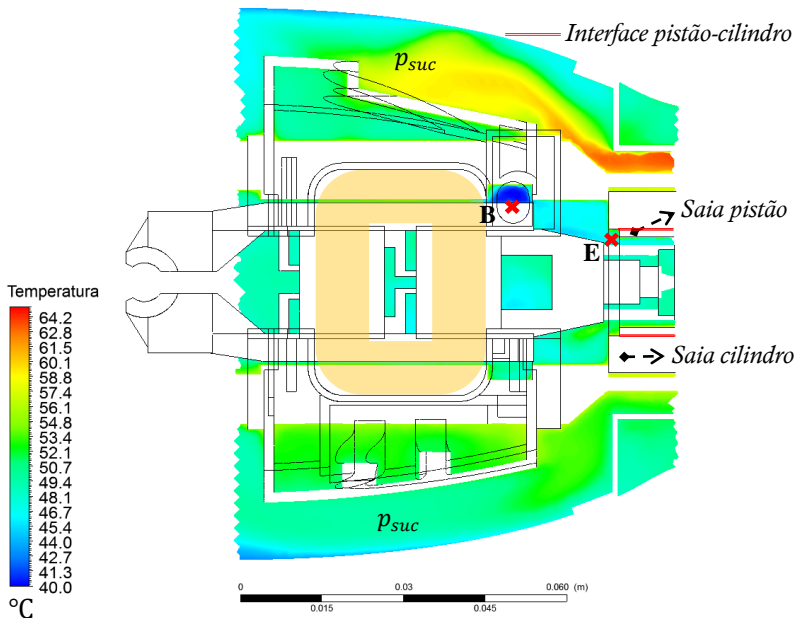


Figura 5.3 – Campo de temperatura na região do motor, escoamento de gás na condição de operação (sólido oculto).

Os diâmetros interno e externo do tubo caracol são iguais a 2,16mm e 3,18mm, respectivamente. Com estas dimensões, a fixação do termopar próximo à região de entrada do tubo é bastante dificultada. Além disso, a vibração do conjunto mecânico (*kit*) do compressor na frequência de operação (120Hz) é também um obstáculo para a instrumentação adequada de termopares no compressor linear. Outro aspecto que torna a instrumentação complexa é o acesso difícil à região do tubo caracol. Finalmente, uma vez que o compressor em análise não possui óleo lubrificante, a abertura da carcaça para sua instrumentação pode permitir a oxidação de partes metálicas, comprometendo o adequado deslizamento do mancal e, assim, o funcionamento do compressor.

A Figura 5.4 evidencia gradientes de temperatura no interior dos canecos. Analisando o resultado numérico para o campo de temperatura nas duas câmaras de descarga, chegou-se aos valores mínimo e máximo de temperatura, bem como a diferença entre os mesmos, Tabela 5.3.

Assim, considera-se aceitável a diferença de $-6,8^{\circ}\text{C}$ entre os resultados numérico e experimental na posição **G**, devido aos seguintes aspectos: (i) incerteza do posicionamento e fixação do termopar; (ii) observação de que a temperatura máxima de 119°C obtida com o modelo é próxima do valor medido; (iii) variação de temperatura no interior da *Câmara₁* ser em torno de 13°C .

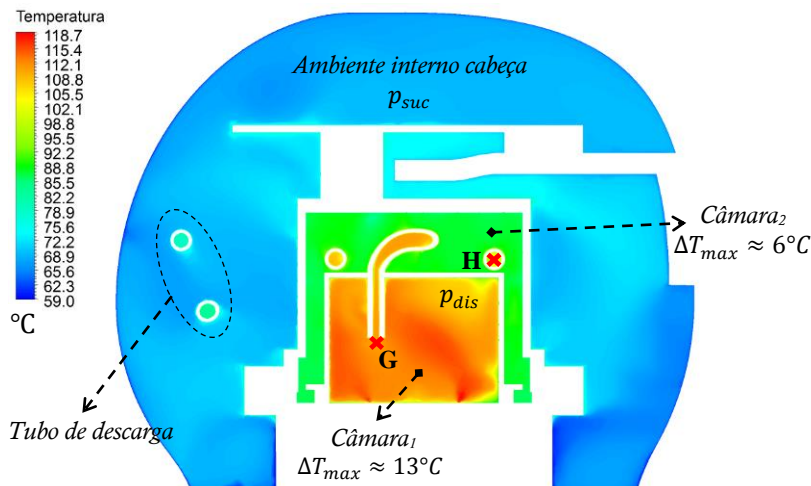


Figura 5.4 – Campo de temperatura apresentando o escoamento de gás interno ao sistema de descarga e entre carcaça e cabeçote (sólido oculto).

Tabela 5.3 – Valores extremos de temperatura nas duas câmaras.

	T_{max}	T_{min}	ΔT_{max}
<i>Câmara₁</i>	119°C	106°C	13°C
<i>Câmara₂</i>	90°C	84°C	6°C

Conforme mostra a Figura 5.2, o resultado numérico indica uma queda de temperatura em torno de 12°C no escoamento de fluido refrigerante entre as posições **G** e **H**, ou seja, entre a entrada e a saída do tubo caracol. Por outro lado, as medições registram uma queda de apenas $1,5^{\circ}\text{C}$. Uma possível razão dessa diferença pode ser explicada com o auxílio de resultados para o campo de temperatura na seção transversal do escoamento de saída do tubo, posição **H**, mostrados na Figura 5.5 e na Figura 5.6.

Embora a queda de temperatura da entrada à saída do tubo caracol seja da ordem de 12°C , a diferença máxima de temperatura no domínio do escoamento do tubo é da ordem de 20°C . Os valores de temperatura

indicados na Figura 5.2 representam médias ponderadas nos volumes da malha contidos em esferas de 1mm de raio, fazendo que a diferença entre as temperaturas no centro dos planos de saída e entrada do duto seja menor do que 20°C.

Focando a atenção na região de saída (Figura 5.6) delimitada pela linha pontilhada, a diferença máxima de temperatura é em torno de 10°C, mostrando o gradiente de temperatura significativo mesmo nessa pequena região. Na modelagem numérica, a esfera de 1mm no plano de saída fornece temperatura de 100°C. Todavia, se a esfera fosse posicionada um pouco mais para dentro do tubo, essa leitura poderia alcançar 110°C. Naturalmente, a posição exata do termopar é de difícil caracterização e isto pode interferir na comparação adequada entre resultados numéricos e experimentais.

Considerando o argumento no parágrafo anterior, a diferença entre as quedas de temperatura medida e prevista pelo modelo entre as posições **G** e **H** (Figura 5.2) poderia ser menor. Por exemplo, se a posição do volume de medição de 1mm de raio fosse posicionado 3mm para dentro da tubulação, a queda de temperatura seria de apenas 2°C, muito próxima do valor experimental de 1,5°C. Conclui-se então que a incerteza do posicionamento do termopar pode influenciar a medição de temperatura e, por consequência, a comparação entre os resultados numérico e experimental na posição **H**.

A diferença entre os valores previsto e medido em **H**, poderia ser também originada por corrente parasita na instrumentação. Esse problema gera uma fuga de corrente pelo termopar e afeta o sinal lido pelo sistema de aquisição, podendo superestimar o valor do mensurando, o que também contribuiria em parte para a discordância numérico-experimental em **H**.

Quanto à posição **J**, indicada na Figura 5.5, observa-se que a medição é em torno de 4°C abaixo do resultado numérico. Uma causa para essa temperatura mais baixa poderia ser o contato da junta cobre-constantan com a parede metálica do tubo de descarga, um problema de instrumentação comum. Para sanar esta dúvida, um compressor linear idêntico ao original testado na EMBRACO, foi trazido ao POLO e instrumentado nos passadores de sucção e descarga. O compressor foi colocado em funcionamento em um calorímetro de ciclo quente, nas condições de operação. Resultados de medições de temperatura no gás e na parede na posição **J** são apresentados na Tabela 5.4.

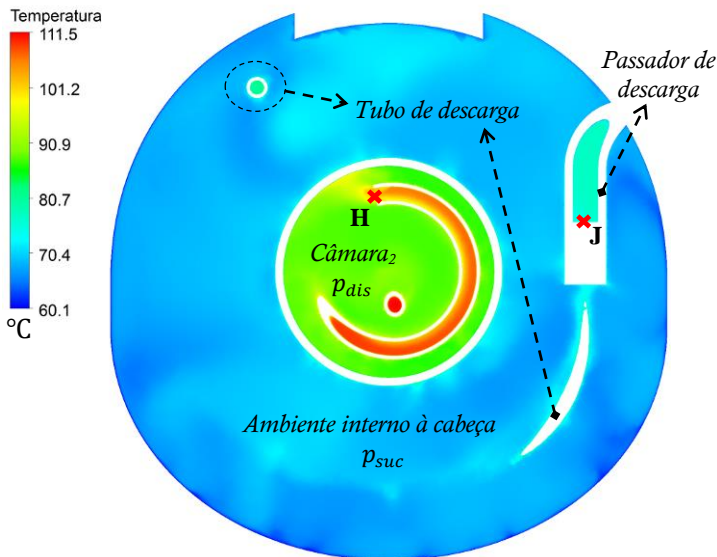


Figura 5.5 – Campo de temperatura em corte transversal na altura da descarga, apresentando o campo de temperatura no escoamento de gás (sólido oculto).

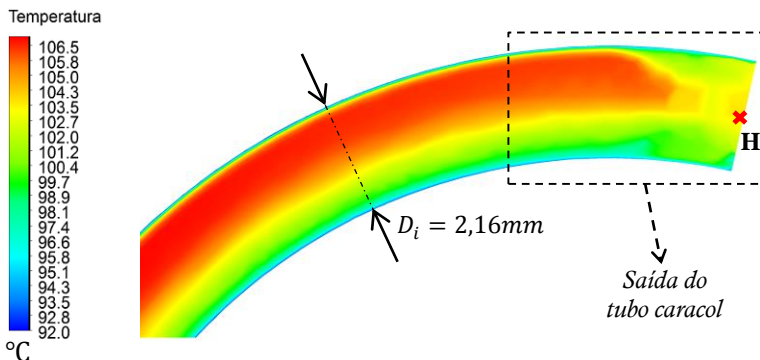


Figura 5.6 – Campo de temperatura do escoamento de fluido refrigerante na região de saída do tubo caracol (sólido oculto).

Percebe-se que o termopar mediu uma temperatura igual a 75°C na parede metálica do passador de descarga, o qual é próximo do valor de 74°C , fornecido pela EMBRACO. Como esperado, a temperatura medida

no POLO para o gás é mais alta (83°C). Desta forma, concluiu-se que o termopar instrumentado pela EMBRACO mediu a temperatura da parede em vez da temperatura do escoamento de fluido refrigerante. Esta informação é importante, permitindo se afirmar que o valor medido em **J** é de fato 5°C acima do valor de 78°C previsto numericamente.

Tabela 5.4 – Medições de temperatura na posição **J** realizadas no POLO e na EMBRACO, na condição de operação de referência.

<i>Experimento (-23.3/40.5°C)</i>	<i>Temperaturas em J</i>	
	<i>Fluido (escoamento)</i>	<i>Sólido (passador)</i>
POLO	83°C	75°C
EMBRACO	74°C	
Diferença	9°C	1°C

5.1.2 Perfil de temperatura: domínio de sólido

Comparações entre resultados experimentais e numéricos de temperatura em superfícies sólidas foram realizadas para 10 posições (**L** a **U**), identificadas na Figura 5.7. O domínio sólido do compressor foi dividido em três partes:

- i)* Corpo frio: {**L**, **M**, **N**, **O**};
- ii)* Cilindro-pescoço: {**P**, **Q**, **R**, **S**};
- iii)* Corpo quente: {**T**, **U**}.

A Tabela 5.5 e a Figura 5.8 apresentam a comparação entre as temperaturas medidas e previstas pelo modelo. Percebem-se os maiores desvios de temperatura para as regiões “cilindro-pescoço” e “corpo quente”. As diferenças entre os resultados na Figura 5.8 possuem duas possíveis justificativas: (*a*) não modelagem da geração de calor por atrito na interface pistão-cilindro; (*b*) hipótese de coeficiente de transferência convectiva de calor uniforme no ambiente externo.

Em relação ao aspecto (*a*), percebe-se da Figura 5.8 que os valores experimentais para região “cilindro-pescoço” têm tendência similar ao resultado numérico, indicando que existe um erro sistemático associado a esta comparação. Este desvio pode estar associado à geração de calor por atrito na interface pistão-cilindro, a qual não foi modelada neste trabalho.

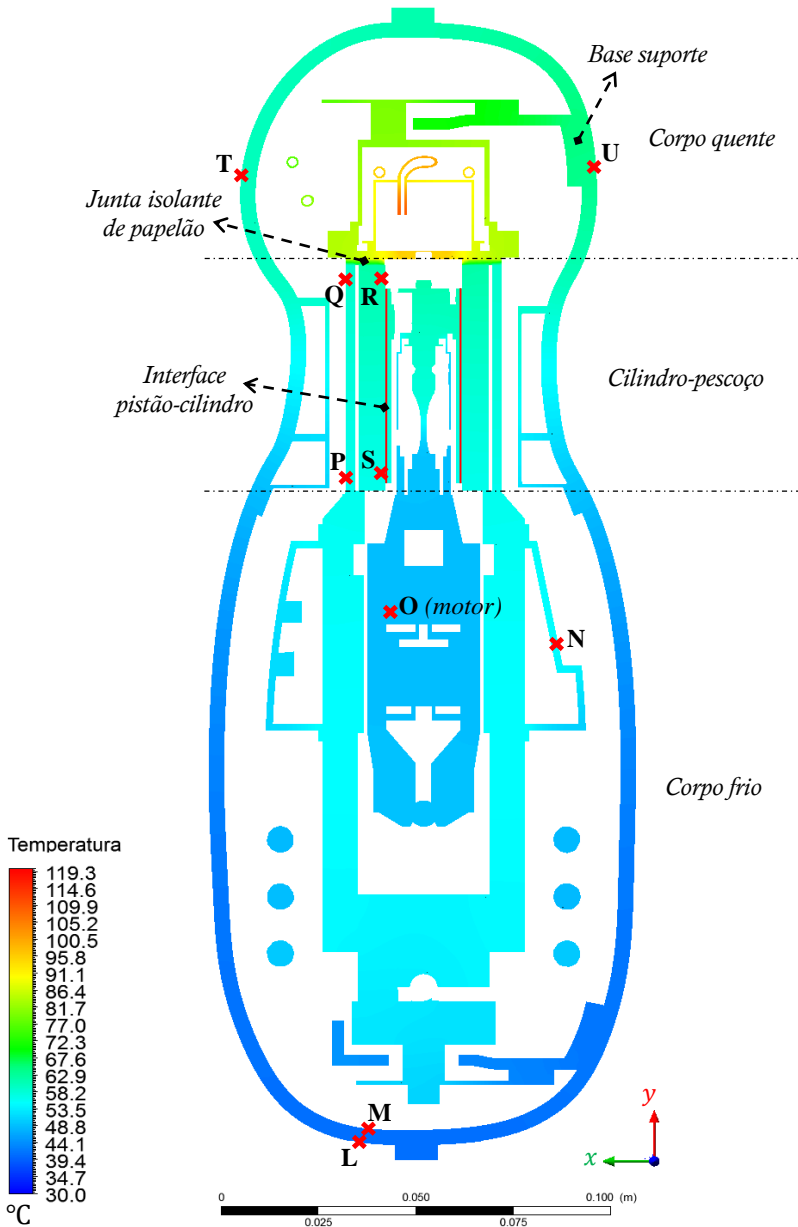


Figura 5.7 – Campo de temperatura para sólidos na condição de referência e posições de medição em partes sólidas.

Notam-se desvios de temperatura semelhantes nas posições **P** e **Q**, defasados espacialmente na direção y , e nas posições **R** e **S**, também defasados na direção em y . Isto é uma evidência da influência da geração de calor por atrito na interface pistão-cilindro, uma vez que:

$$\Delta_R \cong \Delta_S > \Delta_P \cong \Delta_Q. \tag{5.2}$$

A relação acima faz sentido, pois **R** e **S** estão posicionados internamente ao cilindro, imediatamente depois da interface pistão-cilindro.

Tabela 5.5 – Comparação entre resultados numéricos e experimentais de temperatura em graus Celsius em superfícies sólidas do compressor.

Posições em sólidos		T_{exp}	T_{num}	Δ
Corpo frio, externo	L	42,5	40,8	-1,7
Corpo frio, interno	M	43,4	41,1	-2,3
Parede externa filtros	N	50,2	51,8	+1,6
Aço laminado motor	O	54,1	54,9	+0,8
No bloco sobre saia do cilindro	P	61,2	57,1	-4,1
No bloco sobre câmara de compressão	Q	64,5	59,5	-5,0
Parede cilindro (câmara de compressão)	R	73,4	64,5	-8,9
Parede cilindro (saia, junto ao mancal)	S	70,3	61,0	-9,3
Corpo quente, externo	T	46,4	60,3	+13,9
Corpo quente, externo, oposto a T	U	54,1	64,4	+10,3

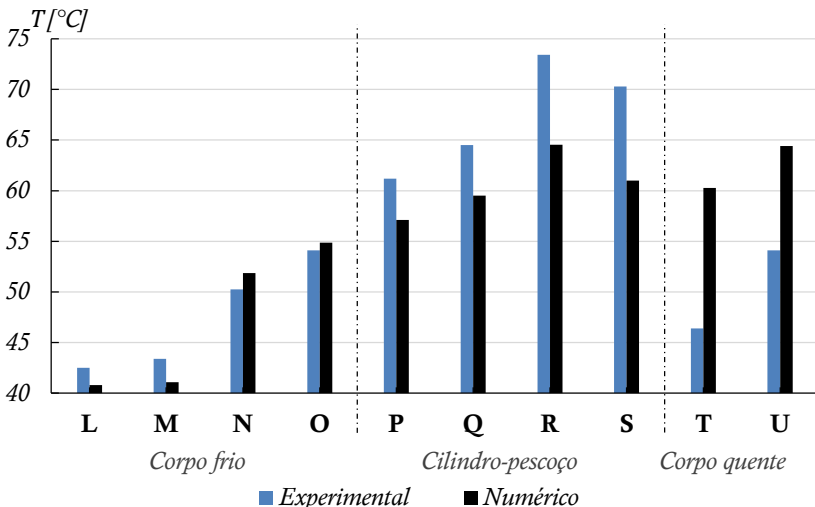


Figura 5.8 – Perfis de temperatura em superfícies sólidas nas posições de **L** a **U**.

Por outro lado, na região “corpo quente”, nota-se uma abrupta inversão de comportamento. Isto é, em termos de temperatura, a solução numérica fornece maiores temperaturas do que as medições, com desvios, de $+13,9^{\circ}\text{C}$ em **T** e $+10,3^{\circ}\text{C}$ em **U** (Figura 5.8). Essas diferenças de temperatura podem ser originadas por coeficientes de transferência convectiva de calor externo subestimado na região “corpo quente” e superestimado na região “cilindro-pescoço”. De fato, uma vez que a temperatura do corpo na região externa é muito relacionada às condições de ventilação, é possível que o coeficiente de transferência de calor na superfície externa da carcaça não seja uniforme. Por exemplo, isto poderia ser uma consequência do posicionamento do ventilador usado no calorímetro para estabelecer a condição de convecção forçada de troca de calor. Um valor uniforme desse coeficiente pode assim resultar em um resfriamento da região “cilindro-pescoço” e em um aquecimento da região “corpo quente”, explicando os resultados numéricos e os seus desvios em relação às medições nas posições **P** a **U**.

Entre as posições **U** e **T**, defasadas na direção x (Figura 5.7), as medições indicam uma diferença de temperatura de $7,7^{\circ}\text{C}$, enquanto o modelo prevê uma diferença de $4,2^{\circ}\text{C}$. Esta diferença de temperatura em x está associada à posição de **U** a menos de 3mm da base do suporte de aço, diretamente conectado ao cabeçote, por onde são dissipados 2W para a carcaça (Figura 5.7). Além disso, a diferença também tem relação com a proximidade de **U** ao passador de descarga que transpassa a carcaça.

Finalmente, deve ser mencionado a boa concordância entre os numéricos e experimentais em **N** e **O**, sendo que os pequenos desvios estão possivelmente relacionados com o aquecimento devido à geração de calor por efeito Joule no motor, cuja eficiência elétrica de 0,92 é prescrita no modelo.

5.2 ANÁLISES DE SENSIBILIDADE

Avaliar o comportamento dos perfis de temperatura frente à variação isolada de determinado parâmetro é uma forma de verificar a coerência física dos resultados fornecidos pelo modelo, além de permitir o entendimento do fenômeno.

Nesta seção, analisa-se a influência de determinados parâmetros sobre a transferência de calor e, conseqüentemente, a distribuição de temperatura do compressor. Por uma questão de interesse, apenas a distribuição de temperatura do fluido refrigerante será considerada. Os seguintes parâmetros foram escolhidos para a análise de sensibilidade:

- i) coeficiente de transferência convectiva de calor na superfície externa do compressor (h_{amb}), empregando os valores 5, 10, 15, 20 e 25W/m²K;
- ii) condutância térmica, k/l [W/m²K], da junta de papelão entre cabeçote e cilindro, Figura 5.10:

$$\left(\frac{k}{l}\right)_{gasket} = \frac{q''_{gasket}}{\Delta T}. \tag{5.3}$$

5.2.1 Convecção externa na carcaça do compressor

Tendo em conta a grande área de troca, o coeficiente de transferência convectiva de calor por entre a carcaça e o ambiente externo representa uma condição de contorno importante. A avaliação dos resultados numéricos frente à alteração de h_{amb} possibilita entender a sensibilidade e a coerência física do modelo. A Tabela 5.6 apresenta temperaturas do gás nas posições **A** a **J** para cinco valores de h_{amb} . Para auxiliar a análise, esses valores são também apresentados graficamente na Figura 5.9.

Tabela 5.6 – Solução para caminho do gás em função da variação de h_{amb} .

Caminho do gás	T_{exp} [°C]	Previsões numéricas [°C]				
		h_{amb} [W/m ² K]				
		5	10	15	20	25
A	34,2	34,4	33,6	33,2	33,0	32,9
B	40,9	43,7	40,2	38,4	37,3	37,3
C	41,7	45,9	41,9	39,7	38,5	38,3
D	51,4	62,5	55,5	52,0	48,8	48,3
E	54,5	60,5	53,9	49,9	47,8	47,3
F	62,5	72,1	65,0	60,6	58,3	57,8
G	119,3	126,0	119,0	113,5	111,3	109,9
H	117,8	115,6	108,0	102,4	100,0	98,2
I	84,4	103,4	94,8	89,1	86,0	84,0
J	74,0	96,2	87,0	81,2	77,9	75,6

A Figura 5.9 evidencia que a distribuição de temperatura obtida com o modelo responde de forma fisicamente coerente à variação de h_{amb} . Nota-se que a alteração de h_{amb} promove uma mudança na temperatura do gás em todas as posições. Através da Figura 5.9 é possível verificar que a diminuição das temperaturas torna-se menos expressiva à

medida que h_{amb} aumenta. Em outras palavras, quando menor for o coeficiente de transferência de calor entre a carcaça e o ambiente externo, maior a influência de sua variação sobre o campo de temperatura do compressor.

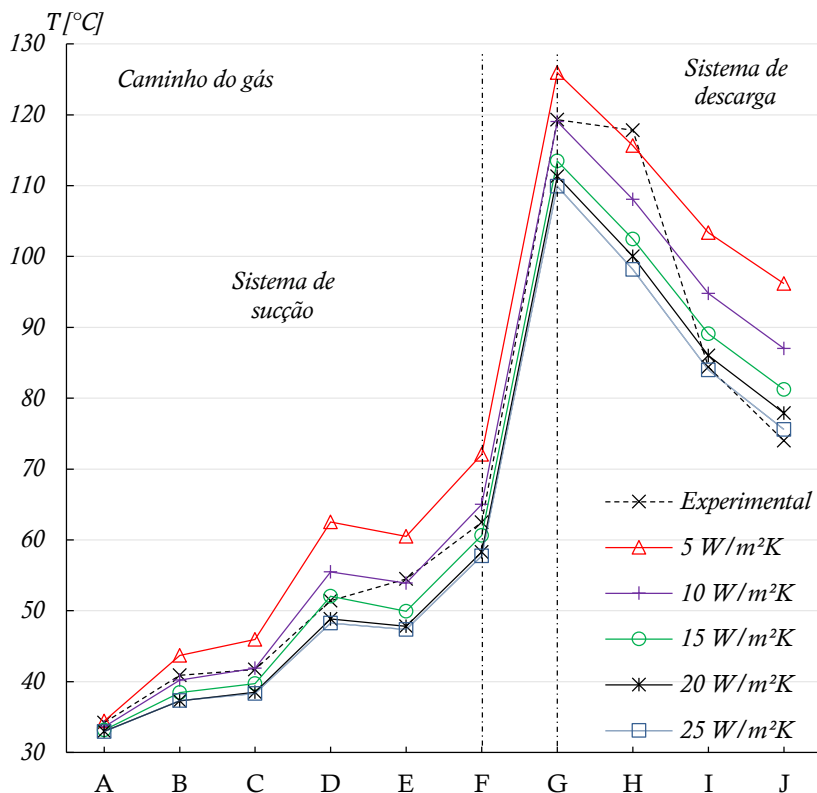


Figura 5.9 – Solução numérica para caminho do gás em função de h_{amb} .

A comparação entre os resultados numéricos e experimentais indica que a melhor concordância ocorre para coeficientes convectivos entre 10 e 20 W/m^2K . No caso específico do sistema de sucção, contido nas regiões “corpo frio” e “cilindro-pescoço”, observa-se que a melhor concordância ocorre quando h_{amb} está entre 10 e 15 W/m^2K . Este aspecto é indicativo de que o coeficiente convectivo de h_{amb} igual a 20 W/m^2K foi superestimado nestas duas regiões (Seção 5.1.2).

Por fim, toda discussão referente aos desvios nas posições E, G, H e J (Seção 5.1.1) é válida para os resultados apresentados na Figura 5.9.

Naquela seção, discutiu-se que os elevados gradientes nas posições, **G**, **H** e **J**, somados à incerteza de posicionamento do termopar justificam os desvios entre previsões e medições no sistema de descarga. Já no sistema de sucção, a discordância em **E** foi atribuída a não modelagem da geração de calor pelo atrito entre pistão e cilindro e não modelagem do movimento do pistão, o qual promoveria a mistura fluidos quente e frio em toda a região interna do pistão. De fato, a não modelagem destes dois fenômenos permitiria que o modelo previsse um valor menor de temperatura, como verificado.

5.2.2 Condução de calor pela junta de papelão

A junta do cabeçote é um componente de importância estrutural em compressores, pois tem a função de acomodar o sistema de descarga sobre o cilindro, vedando a câmara de compressão. Do ponto de vista termodinâmico, a junta tem também a função de reduzir o fluxo de calor do sistema de descarga para o sistema de sucção.

No compressor linear, quatro parafusos fixam o cabeçote ao bloco e quando os mesmos são apertados, a espessura da junta de papelão é reduzida, originando o chamado efeito de esmagamento. Com a redução da espessura da junta, a resistência térmica é reduzida e, conseqüentemente, a condutância aumentada.

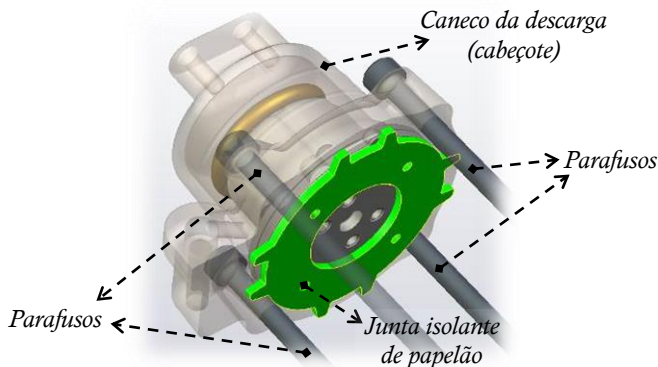


Figura 5.10 – Junta de papelão em verde, com funções de vedação e isolamento térmico do par cabeçote-cilindro (cilindro oculto).

Estima-se que a condutividade da junta seja na ordem de $0,1\text{W/mK}$ e que $l = 1,5\text{mm}$. Dessa forma, em princípio, tem-se uma condutância constante e da ordem de $66,67\text{W/m}^2\text{K}$. Contudo, em função do já citado

efeito de esmagamento e da incerteza em relação à condutividade do material (papelão), justifica-se uma análise de sensibilidade em relação a este parâmetro. A região em análise é de especial importância na análise térmica do compressor, visto que serve de meio para a condução de calor da região da cabeça (corpo quente) para a região de sucção (corpo frio) do compressor.

Por questão de simplicidade, a análise de sensibilidade foi realizada através da alteração da condutividade térmica (k), já que a alteração da espessura da junta (l) exigiria alterações na malha, não sendo conveniente. Os valores de condutividade térmica empregados para realizar a análise de sensibilidade são indicados na Tabela 5.7.

Considerando o custo de processamento computacional das simulações e observando que os valores de 10 e 15W/m²K fornecem soluções razoáveis para o campo de temperatura do gás, a avaliação do efeito de $(k/l)_{gasket}$ foi feita apenas para $h_{amb} = 10$ e 15W/m²K. A Tabela 5.8 apresenta os resultados de temperatura nas posições **A** a **J** para os diferentes valores de condutância analisados. Como pode ser observado, o efeito da condutância da junta sobre as temperaturas do gás é bem menor do que o efeito do coeficiente de convecção avaliado na seção anterior.

Tabela 5.7 – Análise de sensibilidade para condutância da junta de papelão.

k_{gasket} [W/mK]	l_{gasket} [m]	$(k/l)_{gasket}$ [W/m ² K]
0,10	0,0015	66,67
0,20	0,0015	133,34
0,30	0,0015	200,00

Tabela 5.8 – Solução para caminho do gás em função da variação de $(k/l)_{gasket}$.

h_{amb}	Previsões numéricas [°C]					
	10W/m ² K			15W/m ² K		
k_{gasket}	0,1	0,2	0,3	0,1	0,2	0,3
A	33,6	33,7	33,7	33,2	33,2	33,3
B	40,2	40,7	40,7	38,4	38,4	38,8
C	41,9	42,6	42,5	39,7	39,9	40,2
D	55,5	56,3	56,3	52,0	51,8	53,4
E	53,9	54,9	55,1	49,9	50,5	51,5
F	65,0	67,4	68,6	60,6	62,6	64,7
G	119,0	119,3	118,8	113,5	113,7	114,5
H	108,0	108,3	107,2	102,4	102,4	103,0
I	94,8	94,9	93,8	89,1	88,7	89,0
J	87,0	87,2	86,4	81,2	80,1	81,2

A Figura 5.11 apresenta uma representação gráfica dos resultados para $h_{amb} = 10\text{W/m}^2\text{K}$. Percebe-se que o sistema de descarga é praticamente independente da alteração da condutância da junta de papelão. Apesar da pouca variação, nota-se que ao aumentar a condutância, a temperatura da região tende a diminuir, conforme esperado.

Conforme já citado, a solução numérica mostra que, de uma maneira global, a influência da condutância da junta de papelão sobre a previsão de temperatura é pequena. Contudo, o impacto da junta não deixa de ser importante, já que a maior sensibilidade da solução é encontrada na temperatura em **F**, anterior à válvula de sucção. Ou seja, a condutância da junta de papelão é determinante na previsão do superaquecimento do gás de sucção (ΔT_{sh}^{AF}). Isto fica claro na Tabela 5.9, na qual o superaquecimento do gás de sucção é apresentado para diferentes condutâncias da junta.

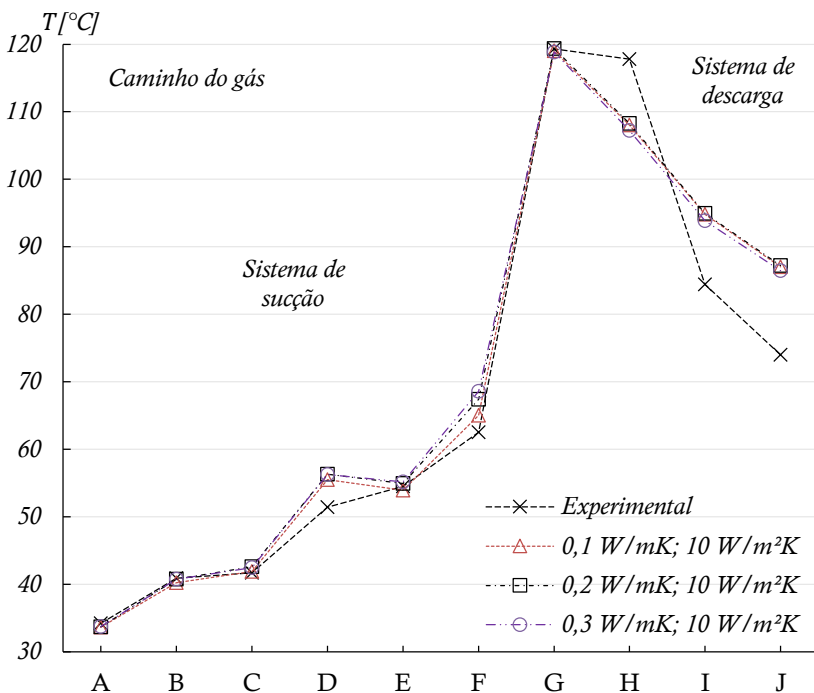


Figura 5.11 – Solução numérica para caminho do gás em função da variação da condutância da junta ($h_{amb} = 10\text{W/m}^2\text{K}$).

Tabela 5.9 – Influência da condutância da junta de papelão sobre o superaquecimento do gás de sucção ($h_{amb} = 10\text{W/m}^2\text{K}$).

$(k/l)_{gasket} [\text{W/m}^2\text{K}]$	$\Delta T_{sh}^{AF} [^\circ\text{C}]$
66,67	31,4
133,34	33,7
200,00	34,8

Uma análise similar é apresentada para $h_{amb} = 15\text{W/m}^2\text{K}$ com auxílio da Figura 5.12 e da Tabela 5.10. Os resultados numéricos de temperatura nas diversas posições na Figura 5.12 fornecem as mesmas observações realizadas para $h_{amb} = 10\text{W/m}^2\text{K}$. Todavia, no caso de $h_{amb} = 15\text{W/m}^2\text{K}$, o sistema de descarga se torna ainda mais independente do valor da condutância da junta de papelão. Isto se deve à intensificação da troca de calor por convecção via carcaça do “corpo quente”. Ainda, é possível notar que, ao aumentar o valor de h_{amb} para $15\text{W/m}^2\text{K}$, a influência do valor da condutância da junta de papelão sobre o sistema de sucção tornou-se mais expressiva que para o valor de $10\text{W/m}^2\text{K}$.

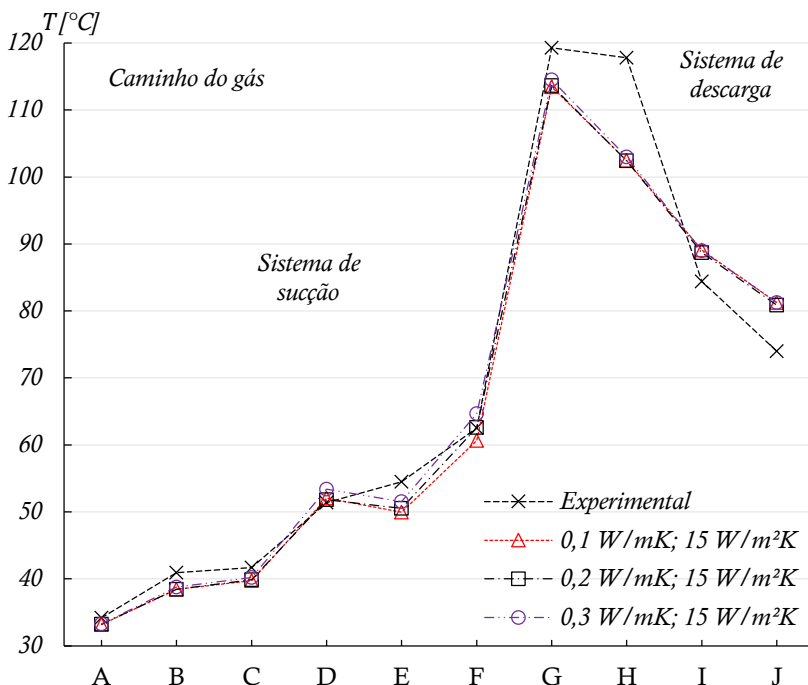


Figura 5.12 – Solução numérica para caminho do gás em função da variação da condutância da junta ($h_{amb} = 15\text{W/m}^2\text{K}$).

Tabela 5.10 – Influência da condutância da junta de papelão sobre o superaquecimento do gás de sucção ($h_{amb} = 15\text{W/m}^2\text{K}$).

$(k/l)_{gasket}$ [$\text{W/m}^2\text{K}$]	ΔT_{sh}^{AF} [$^{\circ}\text{C}$]
66,67	27,5
133,34	29,4
200,00	31,4

5.3 EFEITO DA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO

As condições de operação que um compressor é submetido são caracterizadas pelas temperaturas de evaporação e de condensação. Em particular, no caso do compressor analisado neste trabalho, a potência elétrica entregue ao compressor constitui também um dado essencial para definir a condição de operação.

Tendo discutido os resultados numéricos e experimentais na condição de referência ($-23,3/40,5^{\circ}\text{C}$), nesta seção verificam-se as previsões do modelo em outras três condições de operação, indicadas na Tabela 5.11. Nas simulações, fixou-se o valor de h_{amb} em $15\text{W/m}^2\text{K}$ para todas as condições de operação e os valores de potência elétrica consumida sendo fornecidas de dados experimentais.

Tabela 5.11 – Condições de operação usadas em simulações com o modelo.

Prescrito	Condições de operação (CO)			
	CO_1	CO_2	CO_3	CO_4
W_{ele}	62,7 W	75,7 W	57,2 W	70,5 W
T_{evap}	$-23,3^{\circ}\text{C}$	$-23,3^{\circ}\text{C}$	$-15,0^{\circ}\text{C}$	$-27,0^{\circ}\text{C}$
T_{cond}	$40,5^{\circ}\text{C}$	$54,4^{\circ}\text{C}$	$45,0^{\circ}\text{C}$	$45,0^{\circ}\text{C}$
RP	9,0	12,8	7,1	11,9
$\eta_{ele}, h_{amb}, T_{amb}, T_{in}$	0,92; $15\text{W/m}^2\text{K}$; 32°C			

Simulações nas quatro condições geraram soluções para o campo de temperatura do gás. Por questão de organização, os resultados são apresentados de forma separada, reunindo aqueles das condições de operação com a mesma temperatura de evaporação (CO_1 e CO_2) e aquelas com a mesma temperatura de condensação (CO_3 e CO_4). Assim, na Tabela 5.12 e na Figura 5.13, apresentam-se as soluções para as condições $-23,3/40,5^{\circ}\text{C}$ e $-23,3/54,4^{\circ}\text{C}$. Por outro lado, os resultados referentes às condições de operação $-15,0/45,0^{\circ}\text{C}$ e $-27,0/45,0^{\circ}\text{C}$ são apresentadas na Tabela 5.13 e na Figura 5.14.

Tabela 5.12 – Comparação numérico-experimental para CO_1 e CO_2 .

Caminho do gás	CO_1		CO_2	
	T_{exp} [°C]	T_{num} [°C]	T_{exp} [°C]	T_{num} [°C]
A	34,2	33,2	33,4	33,4
B	40,9	38,4	42,5	39,2
C	41,7	39,9	43,8	40,8
D	51,4	51,8	55,5	54,7
E	54,5	50,5	60,4	53,0
F	62,5	62,6	70,6	66,1
G	119,3	113,7	137,4	124,3
H	117,8	102,4	135,4	108,9
I	84,4	88,7	95,2	96,5
J	74,0	80,9	82,3	87,7

Através da Figura 5.13 e da Figura 5.14, constata-se que o modelo é capaz de prever com acurácia satisfatória a distribuição de temperatura nas diversas condições de operação analisadas. Desta forma, o aumento das temperaturas do compressor devido ao aumento da razão de pressão, **RP**, originado pelo o consequente aumento do trabalho específico de compressão, também é previsto pelo modelo.

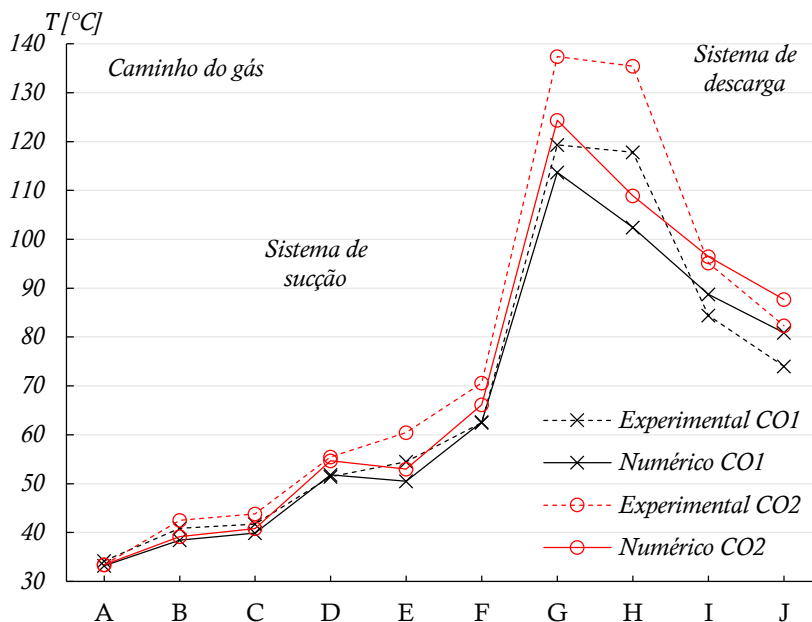
Figura 5.13 – Solução numérica para caminho do gás em função de CO_1 e CO_2 .

Tabela 5.13 – Comparação numérico-experimental para CO_3 e CO_4 .

Caminho do gás	CO_3		CO_4	
	T_{exp} [°C]	T_{num} [°C]	T_{exp} [°C]	T_{num} [°C]
A	33,4	33,2	34,2	33,3
B	40,6	40,8	42,8	39,9
C	41,6	41,5	43,5	40,9
D	49,1	51,6	56,5	55,5
E	53,3	51,8	59,8	52,8
F	61,7	63,5	69,6	65,9
G	111,5	111,3	134,5	123,7
H	110,6	101,6	132,7	110,3
I	77,9	88,0	99,2	96,4
J	70,5	81,2	80,4	87,3

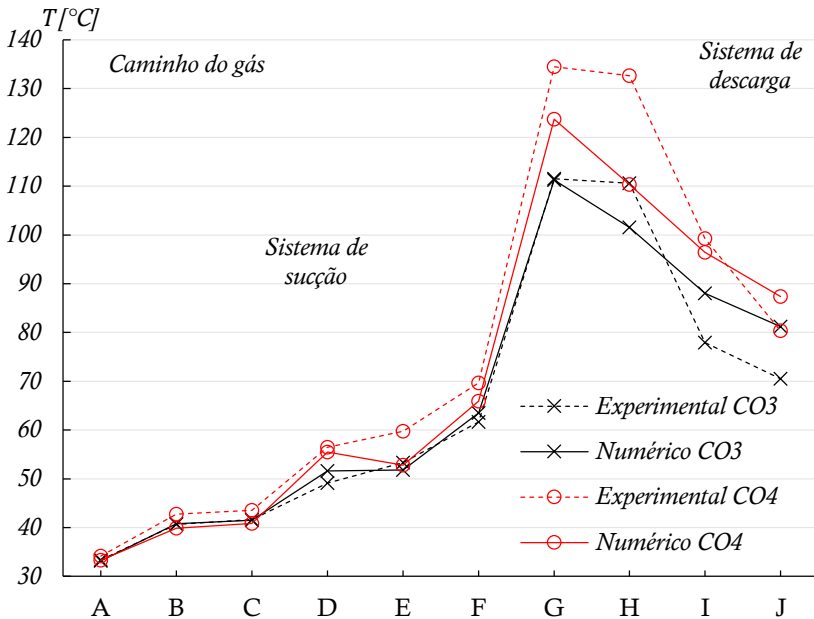


Figura 5.14 – Solução numérica para caminho do gás em função de CO_3 e CO_4 .

Observa-se que o modelo fornece resultados com menores desvios em relação aos dados experimentais nas condições de menor razão de pressão, CO_1 e CO_4 . Para CO_2 e CO_4 , os desvios numérico-experimentais são maiores, principalmente nas regiões **E**, **F**, **G**, **H**, **I** e **J**. Esses desvios podem ser explicados com a justificativas dadas na Seção 5.1.1.

Entretanto, o aumento dos desvios é provavelmente devido a gradientes de temperatura ainda maiores no sistema de descarga quando a razão de pressão é maior, tornando ainda mais crítica a incerteza de posicionamento do termopar nas diferentes regiões no interior do compressor.

Além disso, as maiores potências elétricas nas condições CO_2 e CO_4 , resultam em maiores amplitudes de movimento do mecanismo linear, misturando mais o gás no interior do pistão, como também aumentando a geração de calor por atrito entre pistão e cilindro. Esses fenômenos não foram modelados e podem ser mais relevantes em maiores potências de consumo, aumentando as temperaturas nas posições **E** e **F**, o que justifica os maiores desvios verificados na Figura 5.13 e Figura 5.14.

Especialmente para CO_3 , nota-se a excelente concordância entre os resultados numéricos e experimentais no caminho do gás entre os pontos **A** e **G**, neste trabalho denotado por \overline{AG} . Entretanto, na posição **I**, a condição CO_3 apresenta o maior desvio da previsão numérica. Novamente, parte dos desvios em **I** e **J** são atribuídos ao contato do termopar com a superfície sólida do componente, como explicado na Seção 5.1.1.

A distribuição de temperatura possui influência significativa sobre o desempenho termodinâmico de compressores herméticos de refrigeração doméstica. A importância dos resultados do modelo pode ser avaliada através de resultados de desempenho, fornecidos na Tabela 5.14 para as quatro condições de operação. O modelo responsável por cada um dos resultados é também indicado na tabela.

De forma semelhante, a fim de dar uma base comparativa, a Tabela 5.15 apresenta resultados experimentais nas mesmas condições de operação avaliadas.

A Tabela 5.14 indica que a eficiência volumétrica, η_v , calculada pelo modelo é bastante baixa, entre 0,29 e 0,36, para as condições simuladas. Além de dependentes da razão de pressão, RP , esses valores baixos são resultado da característica peculiar de modulação da capacidade do compressor linear. Isto é, sua capacidade de variar a amplitude do movimento do pistão de acordo com a potência elétrica, W_{ele} , entregue em cada condição de operação: CO_1 (62,7W), CO_2 (75,7W), CO_3 (57,2W), CO_4 (70,5W). Esses valores de potência são cerca de metade do que o compressor linear pode atingir, de modo que para potências maiores, sua eficiência volumétrica pode atingir valores da ordem de 60 a 70%. Isto é, mantida a condição de operação, nas potências mais elevadas o curso do pistão é maior. Assim, o volume morto, principal

responsável pela redução de eficiência volumétrica em baixas potências elétricas, é consideravelmente menor quando o curso do pistão aumenta.

A Tabela 5.14 mostra que o aumento de temperatura do gás, ΔT_{sh}^{AF} , no sistema de sucção é pouco alterado pela mudança da condição de operação, estando sempre em torno de 30°C. Deve ser observado que a taxa de calor absorvido pelo gás no sistema de sucção representa cerca de 30% de \dot{W}_{ele} nas condições de operação, tendo menor percentagem, 25%, na condição de maior vazão de massa (CO_3). Isto evidencia a importância do estudo do superaquecimento do gás de sucção para o compressor linear.

Tabela 5.14 – Resultados gerais fornecidos pela metodologia numérica.

		CO_1	CO_2	CO_3	CO_4	
Modelo diferencial	$T_{suc,o}$	61,1	64,0	59,6	63,4	°C
	T_w	75,8	81,6	63,0	67,3	°C
	ΔT_{sh}^{AF}	28,0	30,8	26,7	30,4	°C
	\dot{Q}_{sh}	19,2	21,4	14,3	20,3	W
	$\dot{Q}_{sh}/\dot{W}_{ele}$	0,31	0,28	0,25	0,29	-
Modelo integral	η_v	0,33	0,32	0,29	0,36	-
	η_s	0,78	0,78	0,78	0,77	-
	\dot{W}_{pv}	54,6	65,1	57,5	62,5	W
	\dot{m}_{comp}	2,64	2,68	3,22	2,62	kg/h

Tabela 5.15 – Resultados gerais experimentais.

		Condições de operação (CO)				
		CO_1	CO_2	CO_3	CO_4	
Exp.	$T_{suc,o}$	62,5	70,6	61,7	69,7	°C
	T_w	73,4	83,4	70,2	82,1	°C
	ΔT_{sh}^{AF}	28,3	37,2	28,3	35,6	°C
	\dot{Q}_{sh}	18,4	22,6	18,5	20,8	W
	$\dot{Q}_{sh}/\dot{W}_{ele}$	0,29	0,30	0,32	0,29	-
	η_v	0,33	0,29	0,24	0,33	-
	η_s	0,75	0,67	0,71	0,69	-
	\dot{W}_{pv}	57,1	68,9	52,1	64,2	W
	\dot{m}_{comp}	2,63	2,45	2,63	2,36	kg/h

Explicações para as diferenças em alguns valores correspondentes, entre a Tabela 5.14 e a Tabela 5.15, poderiam ser relacionadas a algumas

modelagens inexistentes no modelo integral para câmara de compressão, tais como:

- i)* A variação da eficiência do motor com a condição de operação;
- ii)* O vazamento em válvulas não é modelado e ganha importância com maior razão de pressão;
- iii)* O vazamento de gás aquecido pela folga de saia pistão-cilindro, retornando à compressão e aquecendo o gás em sucção pelo interior do pistão;
- iv)* Geração de calor nos imãs de Neodímio;
- v)* Geração de calor na mola ressonante.

5.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente capítulo apresentou uma análise comparativa entre os resultados obtidos com um modelo desenvolvido para prever o perfil térmico de um compressor linear e dados experimentais. Observou-se que a geração de calor por atrito entre pistão e cilindro e o movimento do pistão podem influenciar o campo de temperatura próximo ao cilindro. Além disso, percebeu-se que o posicionamento do termopar nas diversas regiões do compressor é importante para efeito de comparação de medições com resultados numéricos, tendo em vista os elevados gradientes em algumas posições do escoamento do fluido refrigerante.

O modelo foi aplicado na análise do efeito do coeficiente de transferência convectiva de calor na superfície externa do compressor, da condutância da junta de papelão no cabeçote do cilindro e das condições de operação, sobre o perfil térmico do compressor. Observou-se que o modelo fornece resultados fisicamente consistentes, sendo assim uma importante ferramenta na procura de soluções para aumentar o desempenho do compressor.

6. CONCLUSÕES

6.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Nesta dissertação foi desenvolvido um modelo de simulação térmica de um compressor linear de refrigeração doméstica, formado pelo acoplamento de um modelo integral e de um modelo diferencial. O modelo integral permite caracterizar aspectos importantes referentes ao ciclo de compressão, tais como vazão de massa, potência indicada e temperaturas de sucção e descarga. Já o modelo diferencial possibilita a caracterização do campo de temperatura nos componentes sólidos e no escoamento de gás para todo restante do compressor.

6.2 PRINCIPAIS CONCLUSÕES

O modelo acoplado de simulação permitiu calcular o campo de temperatura de todo o compressor em quatro condições de operação também analisadas experimentalmente: $(-23,3/40,5^{\circ}\text{C})$; $(-23,3/54,4^{\circ}\text{C})$; $(-15,0/45,0^{\circ}\text{C})$; $(-27,0/45,0^{\circ}\text{C})$. Nessas condições de operação, dados experimentais de temperatura foram disponibilizados para comparação com resultados do modelo em vinte posições no compressor: dez referentes a posições do escoamento do fluido refrigerante e outras dez em superfícies sólidas.

Apesar dos desvios observados entre resultados numéricos e experimentais nos sistemas de sucção e descarga, tanto para fluido quanto para sólido, os resultados se mostraram fisicamente coerentes. Destaque é dado à boa concordância observada para a temperatura do gás no orifício de sucção, permitindo assim quantificar o superaquecimento do gás de sucção em diferentes condições de operação.

As possíveis causas para os desvios entre os resultados numéricos e experimentais foram discutidas. Em relação ao sistema de sucção, parte dos desvios é devido a não modelagem da geração de calor por atrito entre o pistão e o cilindro. Além disto, a não consideração do movimento do pistão do modelo é também outra fonte de erro da solução, já que o mesmo promove a mistura do gás no escoamento no sistema de sucção.

Outro aspecto observado na comparação entre os resultados numéricos e experimentais foi que os desvios se tornam mais evidentes com o aumento da potência elétrica do compressor, principalmente no sistema de descarga do compressor. Tais desvios também podem ser justificados pela não modelagem da geração de calor e do movimento do pistão, já que à medida que o consumo elétrico aumenta, aumenta também

o curso do pistão linear. Além disto, observaram-se gradientes elevados de temperatura no sistema de descarga do compressor em análise, de tal forma que parte dos desvios podem ser originados pela incerteza do posicionamento do termopar nas medições.

Após a validação do modelo, o modelo foi aplicado em análises do efeito do coeficiente de transferência convectiva de calor na superfície externa do compressor, h_{amb} , e da condutância da junta de papelão do cabeçote do cilindro. Os resultados mostraram que o coeficiente de troca de calor h_{amb} deve ser adequadamente caracterizado para a previsão correta do campo de temperatura. Por outro lado, conclui-se que a condutância da junta de papelão possui uma influência bastante pequena sobre a distribuição de temperatura global do compressor.

A comparação entre os resultados numéricos e experimentais mostraram que o modelo é adequado para a previsão do campo de temperatura dos domínios sólido e de fluido em diferentes condições de operação do compressor. Simulações numéricas são extremamente úteis frente a experimentos custosos e de difícil repetibilidade, permitindo a análise do efeito de diferentes parâmetros, tais como geometrias, materiais e condições de operação, sobre o desempenho do compressor. Embora o foco deste trabalho tenha sido a previsão do campo de temperatura do compressor, o modelo desenvolvido no trabalho fornece uma série de informações adicionais, tais como: campos de velocidade, de pressão e de densidade.

6.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Dadas as limitações de tempo deste trabalho, apresentam-se as seguintes sugestões para trabalhos futuros como forma de melhorar a modelagem de compressores lineares:

- i) *Inclusão do movimento do pistão no modelo, como função da potência de consumo.*

Esta melhoria do modelo possibilitaria avaliar de forma mais adequada o escoamento no sistema de sucção, causado pelo movimento alternado do pistão. Ainda, assumindo o curso do pistão como uma função da potência elétrica, isto permitiria também acoplar o efeito peculiar de modulação de capacidade que modifica a amplitude de oscilação do atuador linear, promovendo intensa advecção de calor no interior no sistema de sucção situado no interior do pistão.

- ii) *Inclusão da geração de calor por atrito entre pistão e cilindro no modelo, como função da potência elétrica.*

Tal como acontece com a advecção no sistema de sucção localizado no interior do pistão, o aumento da amplitude de movimento do atuador linear tem impacto direto sobre a geração de calor por atrito na folga entre pistão e cilindro. Dessa maneira, a modelagem desse fenômeno, especialmente nas condições em que a potência consumida é elevada, pode contribuir para melhorar a acurácia dos resultados numéricos.

- iii) *Avaliação da distribuição não uniforme do coeficiente de troca convectiva na superfície externa do compressor.*

A distribuição de temperatura do compressor é bastante sensível à variação do coeficiente de troca convectiva de calor entre a carcaça do compressor e o ar do ambiente externo. Os resultados deste trabalho mostraram que as características geométricas do compressor podem interferir no padrão de escoamento externo à carcaça, originando uma distribuição irregular de ventilação sobre o compressor. Este aspecto, não considerado nesta dissertação, é de fácil implementação e pode reduzir significativamente os desvios encontrados.

- iv) *Análise de erros de truncamento na solução numérica do modelo térmico diferencial do compressor linear.*

Em função da complexidade geométrica do compressor linear, não foi possível realizar uma análise sistemática do efeito do refino de malha sobre a solução dos campos de velocidade e temperatura. Desta forma, sugere-se o desenvolvimento de estudo baseado na extrapolação de Richardson que permita estimar os erros de truncamento dos resultados.

- v) *Avaliar alternativas de gerenciamento térmico do compressor linear.*

O modelo desenvolvido para a análise térmica do compressor linear fornece um volume de informações muito grande para serem exploradas em um só trabalho. O campo de velocidade é um resultado fornecido pelo modelo que poderia ajudar na identificação de novas alternativas de gerenciamento térmico como, por exemplo, o posicionamento de defletores para o escoamento. A distribuição de fluxos

de calor em diferentes componentes poderia também fornecer ideias mais eficientes de dissipar o calor concentrado, através da utilização de novos materiais em componentes internos.

vi) *Estudar o efeito da vibração do conjunto mecânico sobre a transferência de calor entre o cabeçote e o ambiente interno.*

Um modelo para simulação transiente do escoamento em todo o domínio do compressor é inviável e desnecessário. No entanto, alguns fenômenos intrinsecamente transientes, tal como a vibração do conjunto mecânico, devem ser estudados. A recomendação seria uma avaliação desses fenômenos transientes em domínios reduzidos, permitindo uma atenção especial ao refino de malha de discretização a fim de modelar adequadamente o fenômeno.

vii) *Paralelizar o código de simulação do modelo, a fim de reduzir o tempo de processamento computacional.*

A paralelização do código de simulação traz redução considerável do tempo de processamento, tornando mais rápido o processo de análise de diferentes alternativas de projeto para redução do superaquecimento.

viii) *Reduzir o tempo de inicialização do domínio de solução.*

Durante a simulação, tão mais acelerada será a convergência das variáveis de campo, quanto melhor a estimativa inicial fornecida. A utilização da inicialização *FMG (Full Multigrid Initialization)*, ferramenta disponível nas últimas versões do Fluent, é uma excelente opção para inicializar problemas complexos, tais como: escoamentos rotacionais; escoamentos com expansão; dutos espiralados; entre outros exemplos que combinam fluidodinâmica e transferência de calor, tal como este trabalho.

REFERÊNCIAS

ALMBAUER, A.; BURGSTALLER, A.; ABIDIN, Z.; NAGY, D. **3-dimensional simulation for obtaining the heat transfer correlations of a thermal network calculation for the hermetic reciprocating compressors.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, C079, 2006.

ANSYS Inc., **ANSYS FLUENT *User's Guide***, USA, 2013.

ANSYS Inc., **ANSYS FLUENT v.14.0.0**, USA, 2013.

ANNAND, W. J. D. **Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines.** Proceedings Institutions of Mechanical Engineers, v. 177, pp. 973-996, 1963.

BEJAN, A. **Convection heat transfer.** 3th ed. Hoboken, NJ, USA: John Wiley e Sons, Inc., 2004. 694 p.

BIRARI, Y. V.; GOSAVI S. S.; JORWEKAR, P. P. **Use of CFD in design and development of R404a reciprocating compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, C072, 2006.

BOCCHIOLA, C. **Sensor-less control method for linear compressors.** 2011. US Patent n. US8079825B2.

BRADSHAW, C.; GROLL, E.; GARIMELLA, S. **A comprehensive model of a miniature-scale linear compressor for electronics cooling.** International Journal of Refrigeration, v. 34, n. 1, pp. 63-73, 2011.

BRADSHAW, C.; GROLL, E.; GARIMELLA, S. **Linear compressors for electronics cooling: Energy recovery and its benefits.** International Journal of Refrigeration, v. 36, n. 7, pp. 2007-2013, 2013.

BROK, S.; TOUBER, S.; MEER, J. VAN DER. **Modeling of cylinder heat transfer-Large effort, little effect?** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, pp. 43-50, 1980.

CADMAN, R. V.; COHEN, R. **Electrodynamic oscillating compressors: part 1 – design based on linearized loads.** Journal of Basic Engineering – Transactions of ASME, pp. 656-663, 1969.

CADMAN, R. V.; COHEN, R. **Electrodynamic oscillating compressors: part 2 – evaluation of specific designs for gas loads.** Journal of Basic Engineering – Transactions of ASME, pp. 664-670, 1969.

CARNOT, N. L. S. **Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres a développer cette puissance.** École Polytechnique, Paris, France, 1824. 65 p.

CEPEL, Eletrobrás – Notícias Eletrobrás/CEPEL. Ilha do Fundão, RJ, Brasil 2006.

Disponível em: <http://www.cepel.br/cepel_noticias/noticia.php?id=38>. Acesso em: 16 jul. 2014.

CHIKURDE, C.; LONGANATHAN, E. **Thermal mapping of hermetically sealed compressors using computational fluid dynamics technique.** 6th International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, Paper 1520, C6-4, 2002.

DESCHAMPS, C. J.; PRATA, A. T.; FERREIRA, R. T. S. **Modeling of turbulent flow through radial diffusers**. Journal of Brazilian Society of Mechanical Sciences, n. 22, pp. 31-41, 2000.

DOE, Department of Energy. **About Energy Star: History**. Washington, DC, USA. 2014. Disponível em: <<http://www.energy.gov>>. Acesso em: 16 jul. 2014.

EPE, Empresa de Pesquisa Energética. **BEN, Balanço Energético Nacional, ano base 2013**. Ministério de Minas e Energia, Relatório Síntese, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, maio de 2014.

FAGOTTI, F., PRATA A. T. **A new correlation for instantaneous heat transfer between gas and cylinder in reciprocating compressor**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, pp. 871-876, 1998.

GERLACH, R.; BERRY, R. **Effect of heat transfer and related variables on compressor performance**. Proceedings of the 4th Annual reciprocating Machinery Conference, San Antonio, TX, USA, 1989.

GOSNEY, W. B. **Principles of refrigeration**. New York, NY, USA: Cambridge University Press, 1982. 666 p.

HILPERT, R. **Wärmeabgabe von geheizten Drähten und Rohren im Luftstrom (heat transfer from heated wires and pipes in air stream)**. Forsch. Geb. Ingenieurwes, v. 4, pp. 215-224, 1933.

HÜLSE, E. R. **Modelagem e análise de um compressor alternativo linear para refrigeração**. Dissertação (Mestrado) - Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 6th ed. Hoboken, NJ, USA: John Wiley e Sons, 2007. 997 p.

JACOBS, J. **Analytic and experimental techniques for evaluating compressor performance losses**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, pp. 116-123, 1976.

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

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2ª ed. Rio de Janeiro, RJ, Brasil: LTC, 2004. 453 p.

MENTER, F. R. **Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications**. AIAA Journal, v. 32, n. 8. pp. 1598-1605, 1994.

MENTER, F.; FERREIRA, J.; ESCH, T.; KONNO, B. **The SST turbulence model with improved wall treatment for heat transfer predictions in gas turbines**. Proceedings of the International Gas Turbine Congress, Tokyo, Japan, IGTC2003-TS-059, 2003.

MEYER, W.; THOMPSON, H. **An analytical model of heat transfer to the suction gas in a low-side hermetic refrigeration compressor**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, pp. 898-907, 1988.

OOI, K. T. **Heat transfer study of a hermetic refrigeration compressor**. Applied Thermal Engineering, pp. 1931-1945, 2003.

PADHY, S. K. **Heat transfer model of a rotary compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, pp. 1406-1418, 1992.

PANDEYA, P.; SOEDEL, W. **A generalized approach towards compressor performance analysis.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, pp. 135-143, 1978.

PERKINS, J. **Improvements in the apparatus and means for producing ice and cooling fluids.** 1834. British Patent 6662.

PRATA, A. T., FERREIRA, R. T. S., TODESCAT, M. L., FAGOTTI, F. **Thermal energy analysis in reciprocating hermetic compressors.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, vol. 4, pp. 1419-1428, 1992.

POLLAK, E.; FRIEDLAENDER, F. J.; SOEDEL, W.; COHEN, R. **Mathematical model of an electrodynamic oscillating refrigeration compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, pp. 246-259, 1978.

PROCEL, Eletrobrás. **Avaliação dos resultados do selo Procel 2005.** Eletrobrás, DPS/DPST, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2006.

PROCEL, Eletrobrás. **Avaliação dos resultados do selo Procel 2011,** Eletrobrás, DPS/DPST, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2012.

RAJA, B.; SECKAR, S. J.; LAL, D. M.; KALANIDHI, A. **A numerical model for thermal mapping in a hermetically sealed reciprocating compressor.** International Journal of refrigeration, n. 26, pp. 652-658, 2003.

RIBAS Jr., F. A. **Thermal analysis of reciprocating compressors.** International Conference on Compressors and Their Systems, London, UK, pp. 277-287, 2007.

SANVEZZO, J. **Um modelo de formulação híbrida para a simulação térmica de compressores alternativos de refrigeração doméstica.** Dissertação (Mestrado) - Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

SCHREINER, J. E. **Desenvolvimento de metodologias de simulação para a análise de soluções de gerenciamento térmico aplicadas a compressores alternativos de refrigeração.** Dissertação (Mestrado) - Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

SHIVA PRASAD, B. G. **Fast response temperature measurements in a reciprocating compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, pp. 1385-1395, 1992.

SHIVA PRASAD, B. G. **Heat transfer in reciprocating compressors – A review.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, pp. 889-895, 1998.

TODESCAT, M. L.; FAGOTTI, F.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. **Thermal energy analysis in reciprocating hermetic compressors.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, pp. 1419-1428, 1992.

UNGER, R. L. **Linear compressors for clean and specialty gases.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, v. 1, pp. 51-56, 1998.

UNGER, R. L.; NOVOTNY, S. **A high performance linear compressor for CPU cooling.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, C23-3, 2002.

USSYK, M. S. **Simulação numérica do desempenho de compressores herméticos alternativos.** Dissertação (Mestrado) - Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1984.

VAN DER WALT, N.; UNGER, R. **Linear compressors – a maturing technology.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, pp. 239-246, 1994.

WILCOX, D. C. **Turbulence modeling for CFD.** La Canada, CA, USA: DCW Industries, Inc., 1993. 460 p.

WAMBSGANSS, M. W. **Mathematical modeling and design evaluation of high speed reciprocating compressors.** Ph.D. Thesis, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 1966.