

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ

GUSTAVO CHEREN CÔRTE PEREIRA

**MODELAGEM DE CONDICIONADORES DE AR
RESIDENCIAIS**

**CURITIBA
Julho /2003**

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ

GUSTAVO CHEREN CÔRTE PEREIRA

**MODELAGEM DE CONDICIONADORES DE AR
RESIDENCIAIS**

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Departamento de Ciências Exatas e de Tecnologia, Pontifícia Universidade Católica do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Nathan Mendes

CURITIBA
Julho/2003

RESUMO

Desenvolvem-se modelos semi-empíricos e empíricos para avaliação de desempenho de condicionadores de ar de expansão direta do tipo residencial, utilizando-se de resultados de medições em calorímetros, cujas incertezas de medição são cuidadosamente investigadas.

A modelagem semi-empírica contempla tanto modelos matemáticos como correlações experimentais para cada um dos quatro componentes do ciclo de refrigeração. Para os trocadores de calor (evaporador e condensador), além do desenvolvimento de um modelo semi-empírico construído a partir do conceito da efetividade do trocador de calor, desenvolve-se um modelo completamente empírico. Para os demais componentes (compressor e tubo capilar), utilizam-se modelos da literatura, fazendo-se separadamente uma validação para o presente estudo. Os modelos de todos os componentes são integrados para o desenvolvimento de um programa que é validado com testes experimentais para um condicionador de ar. Após a validação, faz-se um estudo de análise de sensibilidade em relação a diversos parâmetros, utilizando-se o programa computacional desenvolvido neste trabalho. A abordagem utilizada mostra-se precisa e apresenta a vantagem de necessitar de poucos parâmetros obtidos de ensaios.

Paralelamente, desenvolvem-se modelos completamente empíricos destinados à previsão do desempenho frigorígeno de quatro condicionadores de ar residenciais, de três diferentes fabricantes, a partir de dados de temperaturas externa e de bulbo úmido interna do ar. De posse desses modelos, propõem-se correlações gerais para previsões de desempenho deste tipo de sistema de refrigeração.

Os dois métodos de modelagem são analisados e suas vantagens e desvantagens são discutidas. Os resultados calculados por ambos os modelos são comparados a um extenso banco de dados experimentais.

Por fim, integra-se o modelo empírico a um código de simulação higrotérmica e energética de edificações para avaliação numérica de desempenho de condicionadores de ar em situação de campo.

ABSTRACT

Semi-empirical and empirical room air conditioners models are presented for evaluation of performance of air conditioners, of direct expansion of the residential type. Calorimeters are used and their measurement uncertainties are carefully investigated.

The semi-empirical modeling contemplates mathematical models as well as experimental correlations for each one of the four components of the refrigeration cycle. For the heat exchangers (evaporator and condenser), besides the development of a semi-empirical model built from the concept of their effectiveness, a completely empirical model is developed.

For the other components (compressor and capillary tube), models of literature are used, providing a separate validation for the present study. The models of all the components are integrated for the development of a program that is validated with experimental tests for an air conditioner. After the validation, a study of analysis of sensitivity in relation to several parameters is done, using the computer program developed in this work. The boarding used reveals precision and presents the advantage of needing only a few parameters obtained from assays.

Togheter with this process, complete empirical models are developed. Those models are destined to the prediction of the refrigeration performance of four residential air conditioner (from three different manufactures) from information of external temperature and of internal wet bulb temperature. With these models in hands, general correlations for predictions of performance of this type of refrigeration system are proposed.

The two methods of modeling are analyzed and their advantages and disadvantages are put into discussion. The results calculated for both models are compared to extensive and experimental database.

Finally, the empirical model is integrated to a code of higrtermical and energy simulation of buildings, in order to evaluate numerically the performance of air conditioners in field situations.

Dedico este trabalho aos meus amigos e
à toda minha família. Especialmente à
minha esposa, Michele, pelo apoio e
compreensão.

AGRADECIMENTOS

A Nathan Mendes, pela dedicada orientação.

Ao estagiário Roberto Zanetti Freire, pelo apoio em programação.

A minha esposa, Michele, e ao meu filho, Danilo, pelo apoio e paciência.

Aos meus amigos.

Aos amigos de mestrado das turmas de 2001 e 2002, com quem convivi e pude colher grandes amizades.

A todos os professores e colaboradores do Departamento de Engenharia Mecânica.

A todos os membros do Laboratório de Sistemas Térmicos – PUCPR.

A CAPES pelo suporte financeiro.

A Electrolux do Brasil S.A., pelo apoio e por ter cedido equipamentos fundamentais para a realização deste trabalho.

A Tecumseh do Brasil Ltda, pelo apoio.

SUMÁRIO

RESUMO.....	ii
ABSTRACT.....	iii
SUMÁRIO.....	vi
LISTA DE FIGURAS.....	viii
LISTA DE TABELAS.....	xiii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xiv
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO.....	01
1.1 Revisão Bibliográfica.....	03
1.2 Objetivo Deste Trabalho.....	06
1.3 Estrutura da Dissertação.....	09
CAPÍTULO 2 – DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL E ANÁLISE DE INCERTEZAS DE MEDIÇÃO.....	11
2.1 Descrição dos calorímetros.....	11
2.2 Análise de incertezas de medições.....	14
2.2.1 Incerteza de Medição Indireta.....	14
2.2.2 Cálculo de Incertezas de medições do calorímetro psicrométrico....	16
2.2.2.1 Capacidade de refrigeração.....	16
2.2.2.2 Cálculo da incerteza do EER – Coeficiente de Eficiência Energética.....	25
2.2.2.3 Cálculo da incerteza da capacidade sensível de refrigeração...	25
2.2.3 Cálculo de Incertezas de medições do calorímetro balanceado.....	26
CAPÍTULO 3 – ESTUDO E VALIDAÇÃO DO MODELO DO COMPRESSOR..	29
3.1 Modelo de Eficiência Volumétrica.....	34
3.2 Modelo do Expoente Politrópico.....	37
3.3 Modelo das Perdas de Energia.....	38
3.4 Ensaios.....	41
3.4.1 Estimativa da Queda de Pressão do Fluido Refrigerante no Interior do Compressor.....	46
CAPÍTULO 4 – MODELAGEM DOS TROCADORES DE CALOR.....	49
4.1 Revisão Bibliográfica.....	49
4.1.1 Análise térmica de trocadores.....	52
4.1.2 Efetividade térmica da superfície aletada.....	53
4.1.3 Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido externo e outras importantes considerações.....	54
4.1.4 Resistência térmica de contato.....	61
4.1.5 Trocadores de calor com superfícies molhadas.....	62
4.2 Modelos propostos para o evaporador.....	64
4.2.1 Modelo empírico para o evaporador.....	66
4.2.1.1 Resultados do modelo empírico para o evaporador.....	73

4.2.2 Modelo semi-empírico para o evaporador.....	76
4.3 Modelos para o condensador.....	82
4.3.1 Modelo empírico para o condensador.....	83
4.3.2 Modelo semi-empírico para o condensador.....	87
4.4 Verificação dos modelos num segundo condicionador de ar.....	89
4.4.1 Modelo empírico para o evaporador.....	90
4.4.2 Modelo semi-empírico para o evaporador.....	92
4.4.3 Modelo empírico para o condensador.....	94
4.4.4 Modelo semi-empírico para o condensador.....	95
4.5 Discussões gerais.....	96
CAPÍTULO 5 – MODELO DO TUBO CAPILAR.....	99
5.1 Entrada do tubo capilar.....	101
5.2 Região monofásica do tubo capilar.....	102
5.3 Região bifásica do tubo capilar.....	102
5.4 Modelos para determinação da viscosidade e coeficiente de atrito.....	103
5.5 Validação do modelo do tubo capilar.....	108
CAPÍTULO 6 – INTEGRAÇÃO DOS MODELOS.....	113
6.1 Modo de integração.....	113
6.2 Resultados para validação dos modelos integrados.....	116
6.3 Análises de sensibilidade.....	121
CAPÍTULO 7 – MODELAGEM EMPÍRICA DE CONDICIONADORES DE AR RESIDENCIAIS.....	131
7.1 Modelos de condicionadores de ar.....	132
7.2 Correlação Geral.....	141
7.3 Integração a um ambiente.....	144
7.4 Resultados.....	147
CAPÍTULO 8 – CONCLUSÕES.....	153
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	157
APÊNDICE A – MODELO DE STOECKER E JONES (1985).....	161
APÊNDICE B – PROPRIEDADES DO REFRIGERANTE.....	165
APÊNDICE C – CALORÍMETRO PARA COMPRESSORES.....	168
APÊNDICE D – INFORMAÇÕES SOBRE PONTOS DE ENSAIOS.....	171

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor.....	7
Figura 1.2 – Diagrama pressão-entalpia.....	8
Figura 2.1 – Desenho esquemático do calorímetro psicrométrico.....	13
Figura 2.2 – Desenho esquemático do calorímetro balanceado.....	13
Figura 3.1 - Diagrama pressão-volume para o compressor modelado (Popovic e Shapiro, 1995).....	32
Figura 3.2 – Desenho esquemático do compressor hermético alternativo modelado.....	33
Figura 3.3 – Balanço de energia no compressor (Popovic e Shapiro, 1995).....	39
Figura 3.4 – Correlação para cálculo do coeficiente de perda de calor.....	43
Figura 3.5 – Correlação para cálculo da velocidade do motor.....	43
Figura 3.6 – Correlação para cálculo da potência consumida pelo compressor....	44
Figura 3.7 – Erro relativo para cálculo da vazão mássica de refrigerante.....	45
Figura 3.8 – Erro relativo para cálculo da entalpia do refrigerante na saída do compressor.....	45
Figura 3.9 – Erro relativo para cálculo da potência consumida pelo compressor..	46
Figura 3.10 – Bancada de ensaio para medição da queda de pressão no compressor.....	48
Figura 4.1 – Trocador de calor compacto.....	50
Figura 4.2 – Aletas contínuas e anulares (Incropera e de Witt, 1992).....	51
Figura 4.3 – Aletas divididas (Wang, C.C. <i>et al.</i> , 2000).....	52
Figura 4.4 – Correlações obtidas para trocador de aleta plana (Kays e London, 1984).....	55
Figura 4.5 – Correlações obtidas para trocador de aleta anular (Kays e London, 1984).....	56
Figura 4.6 – Comparação de várias aletas (Kakaç <i>et al.</i> , 1988).....	58

Figura 4.7 – Aleta recortada (Kakaç, 1991).....	59
Figura 4.8 – Correlação para cálculo da entalpia do ar de saída do evaporador...	69
Figura 4.9 – Correlação para cálculo da vazão do ar de insuflamento.....	71
Figura 4.10 – Correlação para cálculo do Fator de Calor Sensível.....	73
Figure 4.11 – Erros relativos para cálculo da taxa de transferência de calor.....	74
Figura 4.12 – Erro relativo para cálculo da taxa de transferência de calor no evaporador.....	75
Figura 4.13 – Erro relativo para cálculo da temperatura de insuflamento.....	75
Figura 4.14 – Erro relativo para cálculo da vazão volumétrica de ar.....	76
Figura 4.15 – Correlação para obtenção de $U_{ev}A_t$	79
Figura 4.16 – Erro relativo para cálculo da taxa de transferência de calor no evaporador.....	81
Figura 4.17 – Valores encontrados para o coeficiente global de transferência de calor no evaporador.....	81
Figura 4.18 - Correlação para a temperatura do ar de saída do condensador.....	85
Figura 4.19 - Erro relativo para cálculo da taxa de transferência de calor no condensador.....	87
Figura 4.20 – Valores medidos de $U_{cd}A_t$	89
Figura 4.21 – Erro relativo entre a taxa de transferência de calor média e calculada no condensador.....	89
Figura 4.22 – Correlação para cálculo da entalpia do ar de saída do evaporador.	90
Figure 4.23 – Erros relativos para cálculo da taxa de transferência de calor no evaporador.....	91
Figure 4.24 – Erros relativos para cálculo da taxa de transferência de calor no evaporador com o uso da correlação para cálculo da vazão de ar..	91
Figure 4.25 – Correlação obtida para cálculo do fator de calor sensível aproximado.....	92
Figure 4.26 – Erro relativo para cálculo da temperatura de insuflamento.....	92
Figura 4.27 – Correlação para obtenção de $U_{ev}A_t$	93
Figura 4.28 – Erros relativos para cálculo de $U_{ev}A_t$	93

Figura 4.29 – Correlação para a temperatura do ar de saída do condensador.....	94
Figura 4.30 – Erros relativos para cálculo da taxa de transferência de calor no condensador.....	94
Figura 4.31 – Valores medidos de $U_{cd}A_t$	95
Figura 4.32 – Erro relativo entre a taxa de transferência de calor média e calculada no condensador.....	95
Figura 4.33 – Valores medidos de U_{cd}	96
Figura 4.34 – Representação esquemática de um condicionador de ar doméstico.....	98
Figura 5.1 – Condições do fluido refrigerante no interior do tubo capilar (Santos <i>et al.</i> , 2002).....	101
Figura 5.2 – Resultados comparados aos dados experimentais de Meyer e Dunn (1998).....	110
Figura 5.3 – Resultados comparados aos dados experimentais de Dongsoo Jung <i>et al.</i> (1999).....	110
Figura 5.4 – Resultados comparados aos dados experimentais de Kuehl e Goldschmidt (1990).....	111
Figura 5.5 – Resultados comparados aos dados experimentais de Kim <i>et al.</i> (2002).....	112
Figura 6.1 - Fluxograma geral do programa.....	114
Figura 6.2 – Dados de entrada e saída de cada componente.....	115
Figura 6.3 – Erros relativos para estimativas da capacidade de refrigeração.....	116
Figura 6.4 – Erros absolutos para estimativas da temperatura de evaporação.....	117
Figura 6.5 – Erros relativos para estimativas do E.E.R.....	118
Figura 6.6 – Erros relativos para estimativas da temperatura de condensação.....	119
Figura 6.7 – Erros relativos para estimativas da taxa de transferência de calor no condensador.....	119
Figura 6.8 – Erros relativos para estimativas da temperatura de insuflamento.....	120
Figura 6.9 – Variação de características do ciclo de refrigeração em função da temperatura de bulbo seco do ar de entrada do evaporador ($w_{int,e}=0,010\text{kgv}/\text{kga}$, $T_{ext,e}=35^\circ\text{C}$).....	122
Figura 6.10 – Variação de características do ciclo de refrigeração em função da temperatura de bulbo úmido do ar de entrada do evaporador ($T_{int,e}=26,7^\circ\text{C}$, $T_{ext,e}=35,0^\circ\text{C}$).....	123

Figura 6.11 – Variação de características do ciclo de refrigeração em função da temperatura de bulbo seco do ar de entrada do condensador ($T_{int,e}=26,7^{\circ}\text{C}$, $T_{ext,e}=35^{\circ}\text{C}$).....	124
Figura 6.12 – Variação de características do ciclo de refrigeração em função do coeficiente global de transferência de calor do evaporador ($T_{int,e}=26,7^{\circ}\text{C}$, $T_{bu\ int,e}=19,4^{\circ}\text{C}$, $T_{ext,e}=35^{\circ}\text{C}$).....	125
Figura 6.13 – Variação de características do ciclo de refrigeração em função do coeficiente global de transferência de calor do condensador ($T_{int,e}=26,7^{\circ}\text{C}$, $T_{bu\ int,e}=19,4^{\circ}\text{C}$, $T_{ext,e}=35^{\circ}\text{C}$).....	126
Figura 6.14 – Variação de características do ciclo de refrigeração em função do comprimento do tubo capilar ($T_{int,e}=26,7^{\circ}\text{C}$, $T_{bu\ int,e}=19,4^{\circ}\text{C}$, $T_{ext,e}=35^{\circ}\text{C}$, $d=1,60\text{mm}$).....	127
Figura 6.15 – Variação de características do ciclo de refrigeração em função da queda de pressão do refrigerante nas válvulas de sucção de descarga do cilindro do compressor ($T_{int,e}=26,7^{\circ}\text{C}$, $T_{bu\ int,e}=19,4^{\circ}\text{C}$, $T_{ext,e}=35^{\circ}\text{C}$, $d=1,60\text{mm}$, $L=0,888\text{m}$).....	128
Figura 6.16 – Variação de características do ciclo de refrigeração em função da queda de pressão do refrigerante nas válvulas de sucção de descarga do cilindro do compressor ($T_{int,e}=26,7^{\circ}\text{C}$, $T_{bu\ int,e}=19,4^{\circ}\text{C}$, $T_{ext,e}=35^{\circ}\text{C}$, $d=1,60\text{mm}$, $L=0,888\text{m}$).....	130
Figura 7.1 – Erros relativos para cálculo das características de desempenho do condicionador de ar A. (a) Capacidade de refrigeração total. (b) EER – Coeficiente de eficiência energética. (c) Capacidade de refrigeração sensível.....	135
Figura 7.2 – Comparação entre modelos semi-empírico e empírico.....	136
Figura 7.3 – Comparativo do fator de capacidade total de refrigeração sob diversas condições ambientes.....	138
Figura 7.4 – Comparação de fator do EER sob diversas condições ambientes.....	140
Figura 7.5 – Comparativo do fator de capacidade sensível sob várias condições ambientes.....	141
Figura 7.6 – Superfície da correlação geral para Z_{CT}	142
Figura 7.7 – Superfície da correlação geral para Z_{EER}	143
Figura 7.8 – Erros relativos para cálculo do fator de capacidade de refrigeração total.....	143
Figura 7.9 – Erros relativos para cálculo do fator de EER.....	144
Figura 7.10 – Temperatura e umidade relativa da cidade de Curitiba-PR no mês de janeiro.....	147

Figure 7.11 – Radiação solar total da cidade de Curitiba-PR no mês de janeiro...	148
Figure 7.12 – Janela do programa DOMUS mostrando o ambiente simulado.....	149
Figure 7.13 – Parâmetros de entrada do programa Domus para simulação de um ambiente construído de uma única zona.....	150
Figure 7.14 – Temperatura do ar da sala no mês de janeiro.....	151
Figure 7.15 – Umidade relativa do ar da sala no mês de janeiro.....	151
Figura A.1 – Discretização do tubo capilar.....	161
Figura C.1 – Desenho esquemático do calorímetro para compressores (ISO 917, 1989).....	169
Figura C.2 – Ciclo do sistema do calorímetro para compressores (ISO 917, 1989).....	169

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Incertezas de Medição de instrumentos do calorímetro psicrométrico.....	17
Tabela 2.2 – Incertezas de medição dos instrumentos do calorímetro balanceado.....	28
Tabela 3.1 – Dados experimentais do compressor modelado.....	42
Tabela 3.2 – Resultados obtidos para a queda de pressão no compressor.....	48
Tabela 4.1 – Dados experimentais para trocadores de quatro fileiras (Kakaç, 1991).....	60
Tabela 5.1 – Definição dos parâmetros adimensionais.....	106
Tabela 6.1 – Faixas de temperaturas medidas durante os ensaios.....	118
Tabela 7.1 – Características dos condicionadores de ar modelados.....	134
Tabela 7.2 – Coeficientes das correlações.....	134
Tabela 7.3 – Resumo de erros.....	136
Tabela 7.4 – Coeficientes das correlações gerais.....	142
Tabela B.1 – Constantes das Equações B.1 – B.4.....	166
Tabela D.1 – Dados de temperatura e tubo capilar dos pontos de ensaio da Figura 4.16.....	171
Tabela D.2 – Dados de temperatura e tubo capilar dos pontos de ensaio da Figura 4.21.....	172

LISTA DE SÍMBOLOS

Variável	Descrição	Unidade
$a_0...a_5$	Coeficientes da Equação 7.1	
A	Área de transferência de calor	m^2
A_1, A_2, A_3	Coeficientes da Equação 3.8	
A_b	Área interna do bocal	m^2
A_b	Área superficial da base da aleta	m^2
A_f	Área superficial da aleta	m^2
A_{ff}	Área mínima de escoamento livre na seção frontal do trocador de calor	m^2
A_{fr}	Área frontal do trocador de calor	m^2
A_t	Área total de troca de calor	m^2
B_1, B_2	Coeficientes da Equação 3.16	
C	Fator de volume morto	
C_{\min}	Capacidade térmica do fluido de menor capacidade térmica	J/kgK
C_T	Capacidade de refrigeração total	W
C_S	Capacidade de refrigeração sensível	W
C_d	Coeficiente de descarga do bocal	
C_p	Calor específico a pressão constante	J/kgK
C_{pa}	Calor específico do ar seco a pressão constante	J/kgK
C_{pu}	Calor específico do ar úmido a pressão constante	J/kgK
C_{pw}	Calor específico da água líquida a pressão constante	J/kgK
d	Diâmetro interno do tubo capilar	m
D	Diâmetro da espira do tubo capilar	m
D_b	Diâmetro interno do bocal	m
D_e	Diâmetro externo do tubo do trocador	m
D_{eq}	Diâmetro equivalente da câmara de bocais	m
D_h	Diâmetro hidráulico	m
E	Energia de atrito por unidade de área superficial	W/ m^2
E_c	Consumo de energia	kWh
\dot{E}_g	Taxa de geração de energia interna da sala	W
\dot{E}_t	Fluxo de energia que atravessa a sala	W
EER	<i>Energy Efficiency Ratio</i> ou Coeficiente de eficiência energética	W/W
FCS	Fator de calor sensível	
FCS'	Fator de calor sensível aproximado	
G	Grandeza a ser medida	
G	Velocidade mássica máxima	Kg/ m^2s

h	Coeficiente de transferência de calor por convecção	W/m ² K
h_c	Condutância térmica de contato	W/m ² K
HT_p	Coeficiente de perda de calor	
i	Entalpia específica	J/kg
$i_{a,te}^s$	Entalpia do ar saturado à temperatura de evaporação	J/kg
IM	Incerteza de medição	
j_H	Fator de Colburn	
j_N	Fator de Colburn para um trocador de N fileiras	
j_{4-row}	Fator de Colburn para um trocador de quatro fileiras	
J_g	Taxa de geração interna de vapor	kg/s
J_{HVAC}	Fluxo de vapor pelo sistema de climatização	kg/s
J_{pp}	Fluxo de vapor pelas superfícies porosas	kg/s
J_{resp}	Fluxo de vapor causado por respiração de ocupantes	kg/s
k	Condutividade térmica	W/mK
k	Coeficiente de perda de pressão por contração na entrada do tubo capilar	
L	Comprimento	m
L	Comprimento do tubo	m
m	Massa	kg
\dot{m}	Vazão	kg/s
\dot{m}_{inf}	Fluxo de ar por infiltração	kg/s
\dot{m}_{vent}	Fluxo de ar por ventilação	kg/s
n	Expoente politrópico	
n	Número de pontos utilizados para gerar uma equação de regressão	
N	Velocidade de rotação do motor do compressor	rpm
N	Número de fileiras do trocador de calor	
p	Passo de aletas	m
P	Perímetro da aleta	m
P	Pressão	Pa
P_D	Volume deslocado pelo pistão	m ³
Pr	Número de Prandtl	
P_s	Pressão parcial de vapor	Pa
P_t	Pressão atmosférica	Pa
\dot{q}	Taxa de transferência de calor	W
\dot{q}_{amb}	Taxa de transferência de calor entre os ambientes interno e externo através da divisão interna do gabinete do condicionador de ar	W
\dot{q}_f	Taxa de transferência de calor em uma aleta	W
\dot{q}_p	Calor transferido pela parede divisória do calorímetro	W
r_h	Raio hidráulico	m

R	Taxa de compressão	
R	Coeficiente de correlação	
R	Constante dos gases perfeitos	Nm/kgK
R_c	Resistência térmica de contato entre aleta e tubo	K/W
Re	Número de Reynolds	
R_f	Resistência térmica devido a incrustações	m ² K/W
R_p	Resistência térmica a condução na parede do tubo	K/W
R_{PD}	Taxa de deslocamento do pistão	m ³ /rev
S	Desvio padrão da média	
S	Espaçamento entre tubos	m
St	Número de Stanton	
t	Espessura das aletas, da parede do tubo	m
t	Tempo	s
T	Temperatura de bulbo seco	°C
\bar{T}	Valor médio entre as temperaturas da sala e do ar de insuflamento	°C
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido	°C
T_{sub}	Grau de subresfriamento	°C
U	Coeficiente global de transferência de calor	W/m ² K
U_{ev}	Coeficiente global de transferência de calor de um trocador tubo aletado molhado	W/m ² (kgJ)
v	Volume específico	m ³ /kg
v_b	Volume específico do refrigerante no momento de abertura da válvula de sucção	m ³ /kg
V	Velocidade	m/s
V_a	Volume morto do compressor	m ³
V_b	Volume interno do cilindro do compressor no momento de abertura da válvula de sucção	m ³
V_c	Volume interno máximo do cilindro durante o movimento de pistão	m ³
\dot{V}	Vazão volumétrica	m ³ /s
x	Título	
$X_1 \dots X_n$	Variáveis independentes	
w	Umidade absoluta	kg vapor/ kg ar seco
\dot{W}_{cal}	Potência de compressão, potência entregue pelo motor ao cilindro do compressor	W
\dot{W}_{med}	Potência medida, potência elétrica consumida pelo compressor	W
\dot{W}_p	Potência consumida pelo motor do psicrômetro	W
\dot{W}_r	Potência dissipada por resistência elétrica	W
\dot{W}_t	Potência total consumida pelo condicionador de ar	W
\dot{W}_v	Potência dissipada por ventilador	W

Z_{CT}	Fator da capacidade total de refrigeração	
Z_{CS}	Fator da capacidade sensível de refrigeração	
Z_{EER}	Fator do EER	
α	Razão da área superficial de transferência de calor por volume ocupado	
α	Razão das pressões estáticas antes e após o bocal	
β	Razão do diâmetro do bocal pelo diâmetro equivalente da câmara de bocais	
Δi_m	Diferença de entalpia média logarítmica	J/kg
ΔP	Queda de pressão	Pa
ΔT_{LN}	Diferença de temperatura média logarítmica	°C
ε	Efetividade do trocador de calor	
ϕ_f	Eficiência da aleta sob condições de resfriamento e desumidificação	
Φ_o	Capacidade de refrigeração do compressor	W
Φ_i	Potência consumida pela resistência de aquecimento do calorímetro de compressor	W
γ	Fator de expansão do ar	
η_c	Eficiência total do compressor	
η_f	Eficiência térmica da aleta	
η_i	Eficiência isentrópica	
η_o	Efetividade térmica da superfície aletada	
η_v	Eficiência volumétrica do compressor	
μ	Viscosidade	Pa s
ρ	Densidade	kg/m ³
σ	Tensão superficial	N/m
σ	Razão entre a área mínima de escoamento e a área frontal do trocador de calor	
f	Fator de atrito	

Subscrito	Descrição
a	De ar, do ar seco
b	Da base da aleta
car	Da carcaça do compressor
cd	De condensação
cil	Do cilindro do compressor
des	Da câmara de descarga do compressor
e	De entrada, do fluido externo
ev	De evaporação, do evaporador
ext	Do ambiente externo

i	Do fluido interno
int	Do ambiente interno
l	De líquido saturado
lat	De calor latente
L	No sentido longitudinal
lv	De vaporização
máx	Máxima possível
mot	Do motor do compressor
nom	Valor nominal
r	De refrigerante
s	De saída, do vapor d'água
sat	De saturação
sens	De calor sensível
suc	Da câmara de sucção do compressor
T	No sentido transversal
u	Do ar úmido
v	De vapor saturado
w	De água
2φ	Bifásico (a)
∞	Do fluido
(x)	Obtido em tabelas de propriedades em função da propriedade x

Sobrescrito	Descrição
*	característica
s	saturado

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM DE CONDICIONADORES DE AR RESIDENCIAIS

Trabalho apresentado como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, Paraná, Brasil.

Gustavo Cherem Côrte Pereira

CURITIBA, JULHO DE 2003

1 INTRODUÇÃO

A indústria de refrigeração e condicionamento de ar está num crescente desenvolvimento e tem realizado grandes investimentos no setor, que vem se destacando como uns dos mais concorridos da indústria mecânica. Por outro lado, a população está cada vez mais exigente quanto ao nível de conforto, o que impulsiona a indústria de “ar condicionado”, fazendo com que trabalhos de pesquisa sejam voltados para esta área.

No Brasil, um país de clima quente, a venda de equipamentos de condicionamento de ar ocorre não apenas por luxo, mas sim por necessidade. O setor está recebendo gigantes multinacionais que estão se instalando para disputar espaço na venda de produtos em toda a América do Sul. Segundo os fabricantes, no ano de 2002, 928.000 aparelhos de condicionamento de ar residenciais do tipo janela foram vendidos no país, havendo hoje somente 7% de saturação, ou seja, 7% dos domicílios possuem condicionadores de ar.

Em meio a este cenário, os engenheiros da área de refrigeração sentem a necessidade da criação e desenvolvimento de ferramentas que os auxiliem na análise do comportamento e no projeto. Alguns estudantes e pesquisadores de universidades brasileiras, às vezes com o apoio de fabricantes, têm se esforçado no desenvolvimento ou análise de códigos computacionais que integram e simulam os principais componentes do ciclo por compressão mecânica de vapor. São algumas das utilidades dos códigos computacionais:

- i) Prever a capacidade de refrigeração ou aquecimento de determinado equipamento em determinadas condições ambientes;
- ii) Prever o consumo de energia do equipamento simulado;
- iii) Realizar análises de sensibilidade frente a mudanças de características físicas e geométricas;
- iv) Tornar novos desenvolvimentos mais rápidos, requerendo menos ensaios em câmaras apropriadas e reduzindo custos;

- v) Realizar pesquisas com o objetivo da redução do consumo de energia, aumentando a eficiência energética dos equipamentos.

Por outro lado, para estudar sistemas de climatização operando em ambientes, engenheiros têm se esforçado no desenvolvimento de programas computacionais capazes de simular as transferências de energias que ocorrem dentro de um ambiente. Os principais objetivos das análises térmicas em construções como edifícios comerciais, residenciais e *shopping centers* são:

- i) Prover conforto térmico da melhor maneira a seus ocupantes;
- ii) Evitar o desperdício de energia para diminuir o custo de operação de equipamentos de climatização;
- iii) Simular construções interagindo com equipamentos de climatização.

O estudo de redução no consumo de energia elétrica dos sistemas tem sido um dos principais fatores que estimulam o desenvolvimento de programas. A economia de energia se torna cada vez mais necessária no Brasil e no mundo, pois a população cresce em ritmo acelerado. Conseqüentemente, tem-se a utilização crescente de aparelhos eletrodomésticos e o desenvolvimento industrial em muitos países. Em contrapartida, os recursos naturais utilizados na geração de energia são escassos e as vezes não renováveis.

Face às previsões de escassez futura de energia elétrica e ao volume atual de desperdício de energia, o governo brasileiro através do INMETRO, como órgão certificador e pela ELETROBRÁS como órgão financiador, estabeleceu o programa brasileiro de etiquetagem. Este programa teve seu início em 1986, promovendo a etiquetagem de todos os modelos de refrigeradores e congeladores fabricados no país. Para condicionadores de ar, iniciou em 1998 e estabelece o selo do PROCEL – Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica – para os aparelhos mais eficientes no mercado nacional e classifica os condicionadores de ar vendidos no país quanto a eficiência energética. O principal objetivo do programa de etiquetagem

é, num futuro próximo, estabelecer um valor mínimo de eficiência energética permitido aos aparelhos fabricados e comercializados no país.

1.1 Revisão Bibliográfica

Os modelos de equipamentos de condicionamento de ar e refrigeração encontrados na literatura podem ser classificados em três grupos diferentes:

- i) modelos totalmente analíticos, que pretendem detalhar fisicamente os fenômenos envolvidos no ciclo de compressão mecânica de vapor. Estes modelos podem prever o desempenho de sistemas, anteriormente às suas fabricações, portanto, auxiliando no projeto do equipamento;
- ii) modelos semi-empíricos, que objetivam a simplificação analítica da modelagem. Estes misturam cálculos analíticos com detalhamento físico e cálculos com correlações empíricas derivadas de ensaios experimentais realizados no equipamento que se pretende modelar. Esses modelos são capazes de auxiliar na otimização de sistemas e de prever o desempenho de refrigeração em quaisquer condições ambientes;
- iii) modelos totalmente empíricos, os quais são baseados em dados experimentais, simplificando totalmente a modelagem e preocupando-se somente em prever o desempenho de refrigeração do equipamento modelado. São úteis para serem integrados a códigos computacionais que simulam o desempenho energético de edificações.

Na década de setenta surgiram os primeiros programas, disponíveis na literatura, para simulação de bombas de calor e condicionadores de ar. Estes

primeiros modelos desenvolvidos apresentaram limitações, pois não aceitaram as condições ambientes (ambientes interno e externo) como dados de entrada.

Chi e Didion (1982) desenvolveram o TRPUMP, um programa de análise transiente de uma bomba de calor residencial, baseado em modelos analíticos de seus componentes. Equações diferenciais de primeira ordem descrevem melhor transferência de calor, massa e momento. O modelo é capaz de descrever o comportamento transiente da bomba de calor após a sua partida. Sugerem então trabalhos para o desenvolvimento de modelos capazes de considerar o transiente do desligamento do compressor e também ciclos com períodos curtos de *OFF*.

Domanski e Didion (1983) desenvolveram um modelo capaz de simular unidades de condicionamento de ar equipados com tubo capilar. Não é necessário fixar o superaquecimento no final do evaporador ou outro qualquer estado do refrigerante em locais do sistema. O programa é capaz de simular ciclos de refrigeração ou aquecimento e tem as condições ambientes como dados de entrada. Eles utilizam no programa, em geral, modelos matemáticos para prever o desempenho dos componentes do ciclo de compressão de vapor. Neste trabalho deram início ao desenvolvimento do programa HPSIM, aceito nos dias de hoje como um dos melhores programas de simulação de sistemas de refrigeração existentes.

Yasuda et al. (1983) apresentaram e validaram um modelo que prevê o comportamento transiente de um sistema de refrigeração contendo um compressor alternativo, um condensador carcaça-tubo, uma válvula de expansão termostática e um evaporador seco.

Cecchini e Marchal (1991) desenvolveram um método para simulação de refrigeradores e condicionadores de ar de todos os tipos. O programa é baseado em modelos matemáticos do ciclo termodinâmico e em dados experimentais. Com poucos pontos de ensaio em cada componente, o equipamento é caracterizado e pode ser utilizado para prever o desempenho do sistema e a potência elétrica consumida em qualquer condição de operação. Entretanto, o programa não descreve as operações detalhadas do equipamento, diferente dos demais programas desenvolvidos.

Jakobsen (1995) desenvolveu um modelo para simulação de um refrigerador doméstico capaz de prever seu comportamento em regime transiente e em regime de ciclos por atuação do termostato. Na modelagem dos componentes do ciclo, mistura cálculos analíticos e de correlações empíricas. No caso dos trocadores de calor, utilizou os coeficientes globais de transferência de calor como função da diferença entre as temperaturas superficiais e do fluido externo, o ar.

Marques (1991) aplicou o programa HPSIM para um condicionador de ar do mercado nacional e obteve bons resultados quando comparados a três pontos de ensaio com as mesmas condições de temperatura da sala e três diferentes temperaturas do ambiente externo: 30°, 35° e 40°C.

Lunardi (1991) apresentou uma modelagem em regime transiente de um refrigerador doméstico. Desenvolveu modelos para regime permanente para os componentes do sistema e com a ajuda de alguns parâmetros empíricos, conseguiu prever o comportamento dinâmico. Os resultados calculados pelo programa são bons, mas divergem um pouco dos dados experimentais.

Klein (1998) desenvolveu um código computacional para análise de um refrigerador doméstico em regime permanente. Utilizou modelos analíticos para os trocadores de calor. No caso do compressor hermético alternativo, estudou dois modelos: um semi-empírico e outro totalmente empírico, optando pelo semi-empírico por apresentar maior exatidão nos resultados. Para o tubo capilar, desenvolveu correlações para prever a vazão de refrigerante. As correlações são obtidas de dados calculados pelo programa desenvolvido por Mezavila (1995), o CAPHEAT. Os resultados possuem boa exatidão, mas foram comparados somente com pontos de ensaios em somente duas temperaturas ambientes.

Corrêa (1998) analisou o comportamento integrado de sistemas de climatização e edificações. Utilizou o programa ESP-r para simular as trocas térmicas da edificação e modelou diferentes tipos de sistemas de climatização. Para modelagem de condicionadores de ar de gabinete, usou modelos empíricos baseados em dados fornecidos pelo fabricante e modelos semi-empíricos utilizando valores constantes para o coeficiente global de transferência de calor dos trocadores. Comparou os resultados do modelo semi-empírico com dados do

fabricante para a condição normalizada de operação, observando erros de até 5% para a capacidade de refrigeração e de até 24% para a potência consumida pelo compressor.

Welter (2001) modelou o comportamento em regime permanente de um refrigerador doméstico. Aplicou modelos analíticos para o evaporador, condensador e tubo capilar. Para o compressor alternativo hermético, utilizou como base o modelo semi-empírico de Klein (1998). Validou o modelo com experimentos, tendo boa convergência dos resultados.

Santos et al. (2002) apresentaram modelos matemáticos para simulação integrada de um gabinete de um refrigerador com um ciclo de compressão mecânica a vapor. Resultados de simulação foram comparados a valores obtidos por experimentos para determinação da potência elétrica do compressor.

Pode-se notar que a partir da década de noventa, no Brasil, tem-se aplicado e desenvolvido modelos de sistemas de refrigeração de uso doméstico. Porém, modelos de condicionadores de ar residenciais são encontrados com menor frequência.

1.2 Objetivo Deste Trabalho

Este trabalho estuda a potencialidade das modelagens semi-empírica e empírica. Para isso, apresenta-se o desenvolvimento de um código computacional para simulação de equipamentos de condicionamento de ar resfriados a ar, com modelos independentes para seus componentes: serpentina de expansão direta, compressor alternativo hermético, tubo capilar como dispositivo de expansão, condensador resfriado a ar e HCFC-22 como fluido refrigerante. O equipamento modelado possui capacidade de refrigeração nominal de 10000Btu/h.

Apresenta-se também o desenvolvimento e a análise de modelos empíricos baseados em dados experimentais para quatro diferentes condicionadores de ar

residenciais, de diferentes capacidades de refrigeração nominais e de três diferentes fabricantes.

Como os modelos para previsão de desempenho de condicionadores de ar encontrados na literatura são geralmente dependentes de um grande número de parâmetros, teve-se o intuito de reduzir o número de parâmetros necessários para caracterizar um sistema de compressão mecânica de vapor. Para tanto, elaboraram-se modelos empíricos e semi-empíricos para os componentes do sistema, exceto o capilar que foi modelado matematicamente. Equipamentos da Electrolux do Brasil S.A., fabricante de eletrodomésticos, inclusive refrigeradores e condicionadores de ar, e da Tecumseh do Brasil Ltda., fabricante de compressores herméticos utilizados em refrigeradores e condicionadores de ar residenciais, foram utilizados para realização de ensaios experimentais, afim de desenvolver os modelos apresentados neste trabalho.

O ciclo de compressão mecânica de vapor abordado e que representa a maioria dos sistemas de refrigeração está apresentado na Figura 1.1. No caso estudado, a carcaça do compressor executa a função do acumulador.

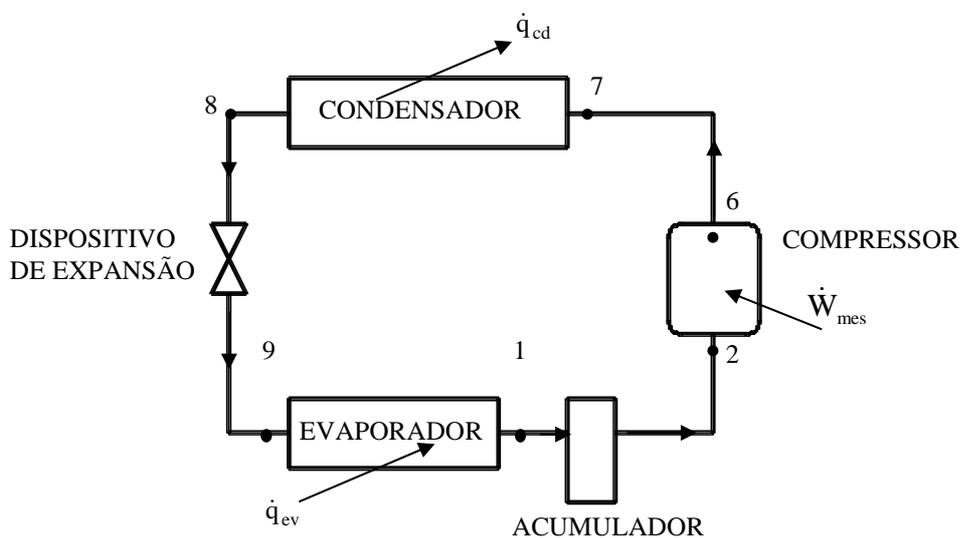


Figura 1.1– Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor.

A Figura 1.2 apresenta o diagrama pressão-entalpia para o ciclo modelado. Os pontos marcados em ambas as figuras correspondem aos estados do refrigerante que foram utilizados na presente modelagem.

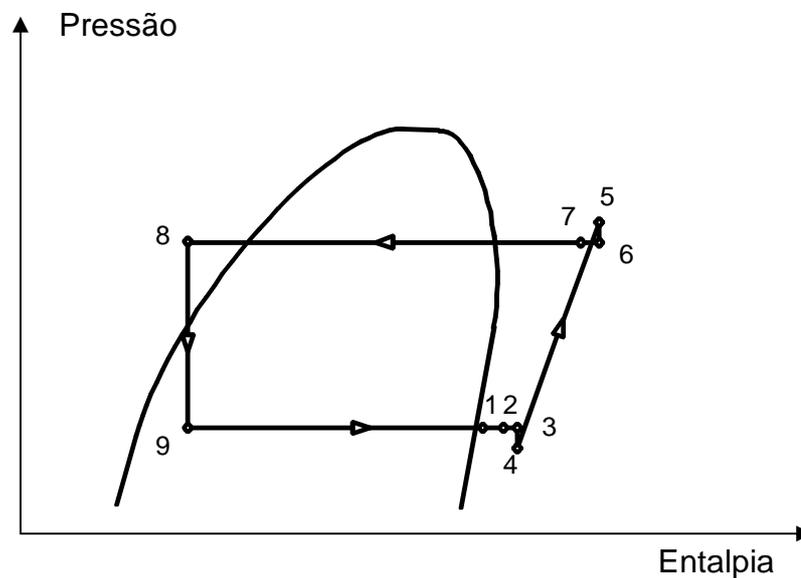


Figura 1.2 - Diagrama pressão-entalpia.

Esses pontos marcados referem-se aos seguintes locais:

- 1 – Saída do evaporador;
- 2 – Entrada do compressor;
- 3 – Entrada da câmara de sucção;
- 4 – Interior do cilindro, após válvula de sucção durante o processo de sucção;
- 5 – Interior do cilindro, após processo de compressão;
- 6 – Câmara de descarga do compressor;
- 7 – Entrada do condensador;
- 8 – Entrada do tubo capilar;
- 9 – Entrada do evaporador.

1.3 Estrutura da Dissertação

Este capítulo introdutório é seguido por seis capítulos. O Capítulo 2 descreve o aparato experimental utilizado e detalha a análise de incertezas em todo o sistema de medição.

O Capítulo 3 apresenta o modelo do compressor hermético alternativo. O modelo utiliza como base o método semi-empírico proposto por Popovic e Shapiro (1995) e é validado com dados experimentais.

O Capítulo 4 apresenta modelos para os trocadores de calor (evaporador e condensador), com enfoques empíricos e semi-empíricos. Os modelos desenvolvidos necessitam de um número reduzido de parâmetros necessários para caracterizá-los e são validados com um grande número de ensaios experimentais que oferecem uma precisão satisfatória.

O Capítulo 5 mostra o trabalho de modelagem do tubo capilar. O Capiche, um programa de modelagem desenvolvido, para escoamentos de R134a e R600a, pelo Laboratório de Sistemas Térmicos da PUCPR é utilizado. Este código utiliza o modelo de Stoecker e Jones (1985) para o escoamento bifásico. Modelos de propriedades termodinâmicas e termofísicas do R22 foram incluídos no Capiche para a utilização no condicionador de ar modelado. O novo Capiche com R22 é validado através de dados experimentais encontrados na literatura.

O Capítulo 6 apresenta o método utilizado para integração dos componentes do ciclo de compressão mecânica de vapor. Após, são apresentados os resultados obtidos pelo programa e ainda análises de sensibilidade, mostrando as potencialidades deste tipo de modelagem.

No Capítulo 7, modelos empíricos de condicionadores de ar residenciais são desenvolvidos e analisados. Ainda é apresentada uma análise térmica de uma edificação contendo um condicionador de ar residencial em operação. Esta análise é realizada através do programa DOMUS (Mendes *et al.*, 2003). Os modelos empíricos são obtidos por regressão polinomial de dados experimentais e são capazes de prever o desempenho de refrigeração do equipamento como função da temperatura

de bulbo úmido do ambiente interno e da temperatura de bulbo seco do ambiente externo.

Finalmente no Capítulo 8, são feitas conclusões sobre os modelos utilizados e sugestões para trabalhos futuros.

2 DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL E ANÁLISE DE INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Este trabalho desenvolve modelos baseados em testes experimentais realizados em condicionadores de ar residenciais, cujos ensaios são feitos em equipamentos apropriados, chamados de calorímetros. Fabricantes de condicionadores de ar utilizam os calorímetros para avaliarem o desempenho de seus protótipos durante o desenvolvimento de produtos e também para aferição da capacidade de refrigeração dos aparelhos após sua montagem na linha de produção.

2.1 Descrição dos calorímetros

Os calorímetros consistem de duas câmaras lado a lado que possuem uma parede em comum, onde o condicionador de ar sob ensaio é instalado. As câmaras são capazes de controlar sua temperatura e umidade relativa, simulando as condições psicrométricas dos ambientes interno e externo. Segundo a norma ISO 5151 (1994) há três tipos de calorímetros: psicrométrico, balanceado e calibrado. Os ensaios necessários para obtenção dos modelos de trocadores de calor semi-empíricos e empíricos do Capítulo 4 foram realizados em um calorímetro psicrométrico e os modelos empíricos de condicionadores de ar residenciais desenvolvidos no Capítulo 7, foram realizados tanto em um calorímetro psicrométrico como num balanceado. A principal diferença entre os calorímetros psicrométrico e balanceado é o método de cálculo e de medição. Afim de medir a capacidade de refrigeração do condicionador de ar sob ensaio, o calorímetro psicrométrico fornece os estados psicrométricos do ar na entrada e na saída do evaporador e mede a vazão de ar. No calorímetro balanceado, um balanço de energia no ambiente interno determina a capacidade de refrigeração. Ambos os calorímetros concluíram com sucesso os testes requeridos. A seguir os dois tipos de calorímetros são descritos mais detalhadamente.

A fim de medir a capacidade de refrigeração do condicionador de ar em um calorímetro psicrométrico, é necessário realizar medições somente no ambiente interno, que simula a sala climatizada. Na região próxima à sucção de ar do evaporador, um psicrômetro mede as temperaturas de bulbo seco ($T_{int,e}$) e bulbo úmido do ar ($T_{bu,int,e}$), definindo o estado psicrométrico do ar de entrada do evaporador e portanto, a entalpia do ar de entrada do evaporador ($i_{int,e}$).

O ar de insuflamento entra em uma câmara de bocais, onde outro psicrômetro mede as temperaturas de bulbo seco ($T_{int,s}$) e bulbo úmido ($T_{bu,int,s}$) do ar de saída do evaporador, definindo o estado psicrométrico do ar de saída do evaporador e portanto, a entalpia do ar de saída do evaporador ($i_{int,s}$). A pressão na entrada da câmara de bocais deve ser mantida igual a pressão atmosférica local para que a câmara de bocais não interfira na vazão de ar do equipamento sob ensaio. A vazão de ar, é então calculada como função da perda de pressão através de um bocal normalizado. O método de cálculo utilizado está conforme a norma ANSI/ASHRAE 51 (1985). A medição da taxa de calor cedida no condensador é feita de modo similar no ambiente externo, mas calculando somente o calor sensível trocado.

As Equações 2.1 e 2.2 fornecem as capacidades de refrigeração total e sensível do condicionador de ar sob ensaio, derivadas de um balanço de energia no evaporador do lado do ar. De outro lado, o EER é definido pela razão da capacidade total de refrigeração pela potência total consumida pelo equipamento (compressor e ventilador). Um transdutor de grandezas elétricas mede a potência total consumida pelo condicionador de ar.

$$C_T = \dot{q}_{ev} = \dot{m}_{a,int} (i_{int,e} - i_{int,s}) \quad (2.1)$$

$$C_S = \dot{q}_{ev,sens} = \dot{m}_{a,int} c_{pu} (T_{int,e} - T_{int,s}) \quad (2.2)$$

O calorímetro psicrométrico está mostrado esquematicamente na Figura 2.1.

No caso do calorímetro balanceado, um balanço de energia no ambiente interno determina a capacidade de refrigeração do condicionador de ar. A Figura 2.2 ilustra um esquema do sistema e os fluxos de energia envolvidos. Em condições de regime permanente, a energia removida pelo condicionador de ar é equivalente a

energia que a câmara deve fornecer ao sistema para manter as condições de temperatura e umidade estáveis. Portanto, esta energia deve ser medida.

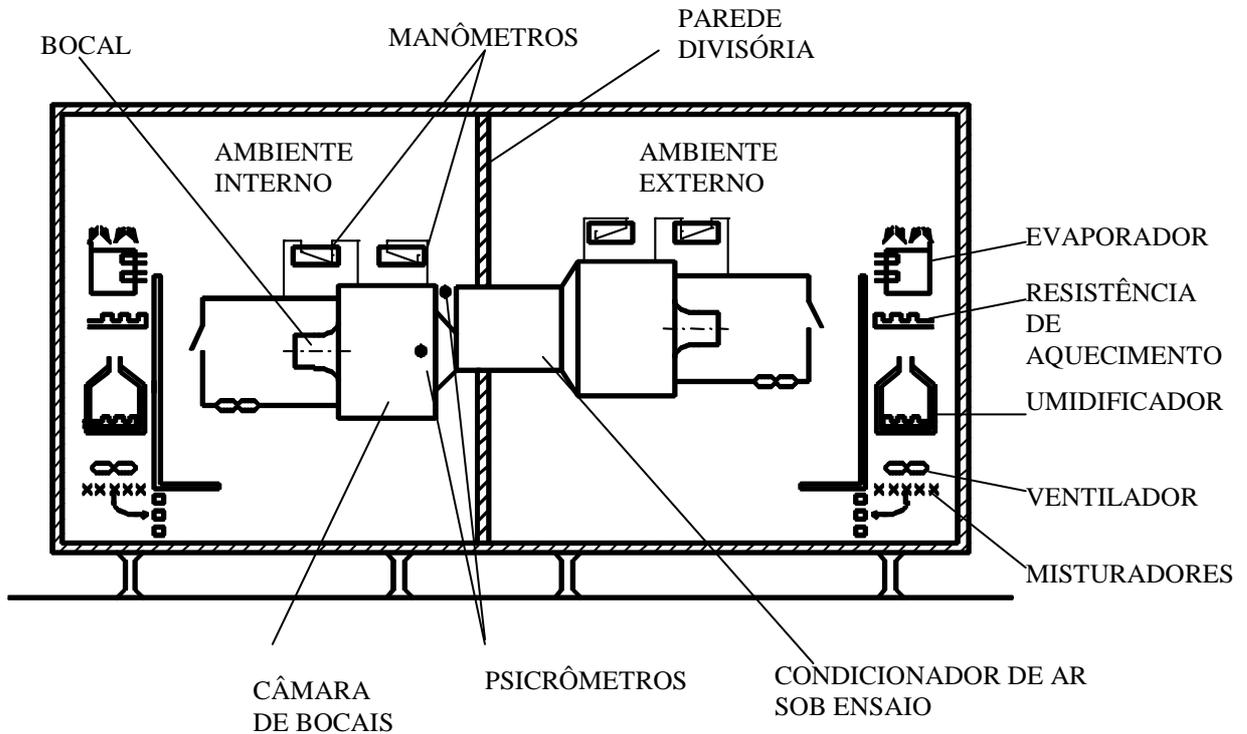


Figura 2.1 – Desenho esquemático do calorímetro psicrométrico.

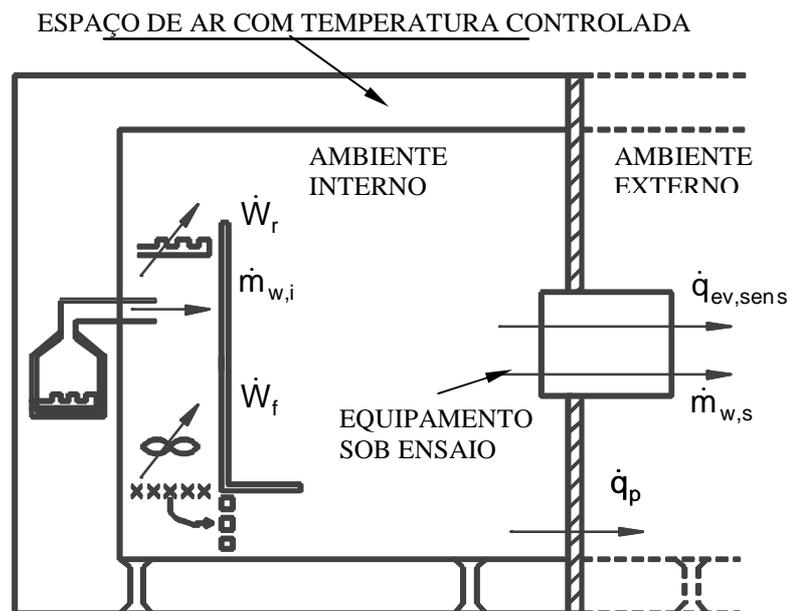


Figure 2.2 – Desenho esquemático do calorímetro balanceado.

As paredes do calorímetro, com exceção da parede divisória, são consideradas adiabáticas, desde que o espaço de ar com temperatura controlada, que envolve toda a câmara, esteja com a mesma temperatura do ambiente interno.

A Equação 2.3 representa um balanço de energia no sistema. Partindo desta equação, é possível calcular a capacidade de refrigeração total e sensível do condicionador de ar.

$$0 = -\dot{W}_r - \dot{W}_v - \dot{q}_p + \dot{q}_{ev,sens} + \dot{m}_{w,e}i_{w,e} - \dot{m}_{w,s}i_{w,s} \quad (2.3)$$

onde:

\dot{W}_r potência dissipada pelas resistências de aquecimento da câmara.

\dot{W}_v potência dissipada pelos moto-ventiladores que circulam o ar recondicionado.

\dot{q}_p calor transferido pela parede divisória.

$\dot{q}_{ev,sens}$ taxa de calor sensível que o condicionador de ar sob ensaio remove do sistema.

$\dot{m}_{w,e}$ vazão de água fornecida ao sistema pelo gerador de vapor da câmara.

$\dot{m}_{w,s}$ vazão de água removida do sistema pelo condicionador de ar sob ensaio.

$i_{w,e}$ entalpia do vapor d'água fornecido pelo gerador de vapor da câmara.

$i_{w,s}$ entalpia da água condensada removida do sistema pelo condicionador de ar sob ensaio.

2.2 Análise de incertezas de medições

2.2.1 Incerteza de Medição Indireta

Quando um parâmetro a ser medido (G) é uma variável dependente de uma expressão analítica, onde as variáveis independentes (x_1, x_2, \dots, x_n) são determinados por diferentes sistemas de medição e, portanto, possuem incertezas de medição, a incerteza total de medição da variável dependente devido às incertezas de x_i é dado, em valores relativos, pela Equação 2.4 (Taylor, 1988):

$$\frac{IMG}{G} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_G)x_1}{G} \right|^2 + \left| \frac{(IM_G)x_2}{G} \right|^2 + \dots + \left| \frac{(IM_G)x_n}{G} \right|^2}, \quad (2.4)$$

onde $\frac{(IMG)x_i}{G}$, são as incertezas relativas relacionadas às grandezas x_i . São obtidas pela Equação 2.5:

$$\frac{(IMG)x_i}{G} = \frac{\partial G}{\partial x_i} \frac{IMx_i}{G}, \quad (2.5)$$

onde:

$\frac{\partial G}{\partial x_i}$ é o coeficiente de sensibilidade associado com a estimativa de entrada x_i , isto é,

a derivada parcial da função modelo de G em relação a variável x_i ; e

IMx_i é a incerteza de medição do parâmetro x_i .

O coeficiente de sensibilidade descreve o quanto a estimativa de saída G é influenciada por variações da estimativa de entrada x_i .

Este método de análise de propagação de erros é útil para avaliar os efeitos que os erros de parâmetros tem sobre a variável dependente e também é muito útil para ajudar em decisões de projetos de sistemas de medição, fazendo análises comparativas das incertezas. Esta teoria apresentada nesta seção tem como referência o trabalho de Taylor (1988), Capítulo 5.

Os cálculos das capacidades de refrigeração dependem de diversos parâmetros que são obtidos analiticamente a partir de parâmetros medidos por sistemas de medições calibrados, portanto, possuem incertezas de medição

declaradas pelo órgão calibrador. As incertezas de todas estas grandezas devem ser combinadas, utilizando o conceito da Equação 2.4. Os cálculos demonstrados nas Seções 2.2.2 e 2.2.3 utilizam esta teoria para determinar as incertezas de medição, das capacidades de refrigeração de condicionadores de ar residenciais, nos calorímetros psicrométrico e balanceado. O que torna possível avaliar quão exato serão os resultados apresentados neste trabalho e também fazer uma comparação da exatidão dos métodos de ensaio utilizados.

A obtenção de propriedades termodinâmicas da água são necessárias durante o cálculo de propriedades psicrométricas do ar úmido. Obtêm-se, portanto, expressões derivadas de regressões lineares de tabelas de propriedades encontradas na literatura. As incertezas das regressões devem ser determinadas, utilizando a Equação 2.6, e combinadas para obtenção das incertezas dos parâmetros dependentes das propriedades.

$$IM_x = S = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - x_t)^2}{n-1}} \quad (2.6)$$

onde x_i iésimo valor da propriedade x ;

x_t valor tabelado da propriedade;

S desvio padrão; e

n número de pontos da tabela que geraram a regressão linear.

Portanto, o termo $(x_i - x_t)$ são erros aleatórios.

2.2.2 Cálculo de Incertezas de medições do calorímetro psicrométrico

2.2.2.1 Capacidade de refrigeração

O objetivo é de calcular a incerteza de medição da capacidade de refrigeração total do calorímetro psicrométrico utilizado. Os fatores que mais influenciam na exatidão do ensaio são: i) incertezas dos instrumentos utilizados para cálculo da capacidade de refrigeração; ii) estabilidade de temperatura e umidade da

câmara de ensaio; iii) estabilidade da tensão de alimentação do aparelho sob ensaio.

A câmara de ensaio utilizada é capaz de manter as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido com estabilidade de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ durante o ensaio, portanto a incerteza referente a estabilidade das temperaturas pode ser desprezada. Ela poderia ser estimada através de ensaios, obtendo a variação de capacidade em função da variação das temperaturas.

A tensão de alimentação é mantida a tensão nominal com variação máxima de 1% durante o ensaio, a interferência desta variação é pequena e não será estimada. A estimativa desta parcela da incerteza pode ser estudada através de ensaios, obtendo a variação de capacidade em função da variação da tensão de alimentação.

A incerteza de medição referentes às incertezas dos instrumentos utilizados será objeto de estudo nesta seção. Para calculá-la utiliza-se o método de incertezas combinadas descrito na Seção 2.2.1. Os instrumentos utilizados e suas respectivas incertezas estão apresentadas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Incertezas de Medição de instrumentos do calorímetro psicrométrico.

Parâmetro	Sensor	Marca	Incerteza do instrumento
Temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido	Termoresistência [0 - 60 °C]	Consistec	$\pm 0,05 - 0,08^{\circ}\text{C}$
Pressão atmosférica	Barômetro [650 – 750 mmHg]	Princo	$\pm 4,2 \text{ mmHg}$
	Manômetro de coluna [0 – 50 mm H ₂ O]	Dwier	$\pm 0,2 \text{ mm H}_2\text{O}$
Vazão de ar		Usinado conforme ANSI/ASHRAE 51 (1985)	
	Bocal [88,0 mm]		$\pm 0,0001 \text{ m}$
Potência	Transdutor de grandezas elétricas [0 – 2500 W]	Yokogawa	$\pm 4,0 \text{ W}$

A capacidade de refrigeração do condicionador de ar sob ensaio é função da vazão de ar e das entalpias do ar de entrada e do ar de saída (Equação 2.7).

$$\dot{q}_{ev} = \dot{V}_a \rho_a (i_{int,s} - i_{int,e}). \quad (2.7)$$

As entalpias do ar úmido são obtidas por cálculo através das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido da pressão atmosférica, os cálculos são detalhados a seguir. Na seqüência, o cálculo da vazão de ar e de sua incerteza de medição é detalhado, seguido do cálculo da incerteza de medição da densidade do ar seco (ρ_a). Por fim, mostra-se os cálculos para obtenção da incerteza da capacidade de refrigeração.

O método utilizado para cálculo da entalpia e de sua incerteza está descrito pelas equações a seguir. A entalpia do ar úmido é calculada pela equação 2.8 e sua incerteza pela Equação 2.9.

$$i_u = i_a + i_v w, \quad (2.8)$$

onde i_a é a entalpia do ar seco, i_v a entalpia do vapor e w a umidade absoluta.

$$\frac{IM_{i_u}}{i_u} = \pm \sqrt{\left| \frac{IM_{i_a}}{i_u} \right|^2 + \left| \frac{IM_{i_v} w}{i_u} \right|^2 + \left| \frac{IM_w i_v}{i_u} \right|^2}. \quad (2.9)$$

A entalpia do ar seco é obtida como função da temperatura de bulbo seco através de uma regressão de tabelas de propriedades encontradas facilmente na literatura (Equação 2.10). A incerteza da regressão ($IM_{i_{a-reg}}$) deve ser calculada pela Equação 2.6 e combinada com a incerteza devido a temperatura, calculada pela Equação 2.11. Portanto, a incerteza da entalpia do ar seco deve ser calculada pela Equação 2.12. Não serão levadas em conta as incertezas das propriedades encontradas em tabelas, utilizadas neste capítulo.

$$i_a = 1000(0,00004T^2 + 1,0018T - 0,003). \quad (2.10)$$

$$\frac{(IM_{i_a})_T}{i_a} = \frac{(0,00008T + 1,0018)IM_T}{(0,00004T^2 + 1,0018T - 0,003)}. \quad (2.11)$$

$$\frac{IM_{i_a}}{i_a} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{i_a})_T}{i_a} \right|^2 + \left| \frac{IM_{i_a-reg}}{i_a} \right|^2}. \quad (2.12)$$

A entalpia do vapor também é calculada através de uma regressão da tabela em função da temperatura de bulbo seco, portanto a sua incerteza (IM_{i_v}) deve ser calculada da mesma maneira utilizada para calcular a incerteza da entalpia do ar seco.

A umidade absoluta é calculada através da Equação 2.13.

$$w = 0,622 \frac{P_s}{(P_t - P_s)}, \quad (2.13)$$

onde P_s é a pressão parcial de vapor e P_t a pressão atmosférica.

A incerteza de medição de w é calculada pela Equação 2.14.

$$\frac{IM_w}{w} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_w)_{P_s}}{w} \right|^2 + \left| \frac{(IM_w)_{P_t}}{w} \right|^2}, \quad (2.14)$$

onde as incertezas de w devido à pressão parcial de vapor $(IM_w)_{P_s}$ e devido à pressão atmosférica $(IM_w)_{P_t}$ são calculadas, respectivamente, pelas Equação 2.15 e 2.16.

$$\frac{(IM_w)_{P_s}}{w} = \frac{(P_s + (P_t - P_s))IM_{P_s}}{P_s(P_t - P_s)}. \quad (2.15)$$

$$\frac{(IM_w)_{P_t}}{w} = \frac{-IM_{P_t}}{(P_t - P_s)}. \quad (2.16)$$

A pressão parcial de vapor (P_s) é calculada pela Equação 2.17, equação derivada dos balanços de energia e massa do saturador adiabático (Stoecker e Jones, 1985).

$$P_s = \frac{P_t (-c_{pa} T + i_2 - w_2 i_{l(Tbu)})}{(0,622(i_{v(T)} - i_{l(Tbu)})) + (-c_{pa} T + i_2 - w_2 i_{l(Tbu)})}, \quad (2.17)$$

com

$$w_2 = 0,622 \frac{P_{sat(Tbu)}}{P_t - P_{sat(Tbu)}}, \quad (2.18)$$

$$i_2 = c_p Tbu + w_2 i_{v(Tbu)}, \quad (2.19)$$

onde $P_{sat(Tbu)}$ é a pressão de saturação da água obtida como função de Tbu do ar através de uma regressão de tabelas de propriedades encontradas na literatura, portanto, sua incerteza deve ser calculada; $i_{v(Tbu)}$ é a entalpia do vapor saturado obtida como função de Tbu do ar através de uma regressão de tabelas de propriedades encontradas na literatura, portanto, sua incerteza deve ser calculada; $i_{v(T)}$ é a entalpia do vapor saturado obtida como função de T do ar através de uma regressão de tabelas de propriedades encontradas na literatura, portanto, sua incerteza deve ser calculada; $i_{v(T)}$ é a entalpia do vapor saturado obtida como função da temperatura de bulbo seco do ar através de uma regressão de tabelas de propriedades encontradas na literatura, portanto, sua incerteza deve ser calculada.

Após os cálculos das incertezas de medição dos dados obtidos de regressões de tabelas, deve-se calcular as incertezas combinadas de i_2 e w_2 . Calcula-se então, a incerteza da pressão parcial de vapor (P_s) pela Equação 2.20.

$$\frac{IM_{P_s}}{P_s} = \pm \left(\left| \frac{(IM_{P_s})_{P_t}}{P_s} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{P_s})_T}{P_s} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{P_s})_{i_2}}{P_s} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{P_s})_{w_2}}{P_s} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{P_s})_{i_{l(Tbu)}}}{P_s} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{P_s})_{i_{v(T)}}}{P_s} \right|^2 \right)^{1/2}. \quad (2.20)$$

Deste modo, pode-se calcular as incertezas de medição das entalpias de entrada e saída do ar do evaporador. Para calcular a incerteza de medição da capacidade de refrigeração, resta ainda, calcular a incertezas de medição da vazão de ar de insuflamento e da densidade do ar seco.

A vazão de ar de insuflamento é calculada pela Equação 2.21 (ANSI/ASHRAE 51, 1985).

$$\dot{V}_a = 1,412783\gamma c_d A_b \sqrt{\Delta P v_u}, \quad (2.21)$$

onde:

γ fator de expansão do ar, expresso pela Equação 2.22;

c_d coeficiente de descarga do bocal utilizado, obtido em função do número de Reynolds (Equação 2.26);

A_b área do bocal utilizado, calculada pelo diâmetro interno do bocal;

ΔP queda de pressão do ar ao passar pelo bocal (Pa), medido diretamente pelo manômetro de pressão;

$v_{u,s}$ volume específico ar úmido de saída do evaporador, $v_u = 1/\rho_u$, onde ρ_u é a densidade do ar úmido, calculada pela Equação 2.28.

$$\gamma = 1 - (0,548 + 0,71\beta^4)(1 - \alpha), \quad (2.22)$$

onde:

$$\alpha = \frac{\Delta P + P_t}{P_t} \quad (2.23)$$

e

$$\beta = \frac{D_b}{D_{eq}}, \quad (2.24)$$

onde D_b é o diâmetro do bocal e D_{eq} , o diâmetro equivalente da câmara de bocais, expressado pela Equação 2.25.

$$D_{eq} = \sqrt{4ab/\pi}. \quad (2.25)$$

As constantes a e b da Equação 2.25 são as dimensões da seção transversal da câmara de bocais.

O coeficiente de descarga (c_d) é calculado pela Equação 2.26 (ANSI/ASHRAE 51, 1985).

$$c_d = 0,9986 - \frac{7,006}{\sqrt{Re}} + \frac{134,6}{Re}, \quad (2.26)$$

onde Reynolds (Re):

$$Re = \frac{4\dot{V}_a \rho_u}{\pi D_d \mu_a}. \quad (2.27)$$

Observa-se que a incerteza do número de Reynolds depende da vazão de ar, que por sua vez depende do número de Reynolds. Portanto, o cálculo da vazão de ar e de sua incerteza deve ser realizado através de um processo iterativo.

A densidade do ar úmido (ρ_u) é calculada pela Equação 2.28.

$$\rho_u = \frac{\text{massa}}{\text{Volume}} = \frac{P_s}{R_s T} + \frac{P_a}{R_a T} = \frac{P_t - 0,3781 P_s}{R_a T}. \quad (2.28)$$

Para calcular a incerteza de medição da vazão de ar (IM_{V_a}), deve-se calcular primeiro as incertezas combinadas do fator de expansão do ar (IM_γ), do coeficiente de descarga (IM_{c_d}), da área do bocal (IM_{A_b}) e do volume específico do ar úmido (IM_{V_u}), utilizando a teoria da Seção 2.2.1, dos coeficientes de sensibilidade. Após obtidas estas incertezas, pode-se calcular a incerteza da vazão de ar, através da Equação 2.29, também utilizando a teoria das incertezas combinadas.

$$\frac{IM_{\dot{V}_a}}{\dot{V}_a} = \pm \sqrt{\left| \frac{IM_\gamma}{\gamma} \right|^2 + \left| \frac{IM_{c_d}}{c_d} \right|^2 + \left| \frac{IM_{A_b}}{A_b} \right|^2 + \left| \frac{IM_{\Delta P}}{2\Delta P} \right|^2 + \left| \frac{IM_{v_u}}{2v_u} \right|^2}. \quad (2.29)$$

Neste caso (Equação 2.29), os coeficientes de sensibilidades já estão calculados, por exemplo:

$$\frac{(IM_{\dot{V}_a})_\gamma}{\dot{V}_a} = \frac{\partial \dot{V}_a}{\partial \gamma} \frac{IM_\gamma}{\dot{V}_a} = \frac{IM_\gamma}{\gamma}. \quad (2.30)$$

A densidade do ar seco é calculada pela Equação 2.31, enquanto a sua incerteza de medição é calculada pela Equação 2.32.

$$\rho_a = \frac{(P_t - P_s)}{R_a(T + 273,15)}. \quad (2.31)$$

$$\frac{IM_{\rho_a}}{\rho_a} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{\rho_a})_{P_t}}{\rho_a} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{\rho_a})_{P_s}}{\rho_a} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{\rho_a})_T}{\rho_a} \right|^2}, \quad (2.32)$$

onde:

$$\frac{(IM_{\rho_a})_{P_t}}{\rho_a} = \frac{\partial \rho_a}{\partial P_t} \frac{IM_{P_t}}{\rho_a} = \frac{IM_{P_t}}{(P_t - P_s)}; \quad (2.33)$$

$$\frac{(IM_{\rho_a})_{P_s}}{\rho_a} = \frac{\partial \rho_a}{\partial P_s} \frac{IM_{P_s}}{\rho_a} = \frac{IM_{P_s}}{(P_t - P_s)}; \quad (2.34)$$

$$\frac{(IM_{\rho_a})_T}{\rho_a} = \frac{\partial \rho_a}{\partial T} \frac{IM_T}{\rho_a} = \frac{-IM_T}{(T + 273,15)}. \quad (2.35)$$

Calculadas as incertezas relativas das entalpias do ar de entrada e saída do evaporador, pela Equação 2.9, calculada a incerteza relativa da vazão de ar pela Equação 2.29 e calculada também a incerteza relativa da densidade do ar seco

(Equação 2.32), pode-se, finalmente, calcular a incerteza de medição da capacidade de refrigeração total, através da Equação 2.36.

$$\frac{IM_{\dot{q}_{ev}}}{\dot{q}_{ev}} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{\dot{q}_{ev}})_{\dot{V}_a}}{\dot{q}_{ev}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{\dot{q}_{ev}})_{p_a}}{\dot{q}_{ev}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{\dot{q}_{ev}})_{i_{int,s}}}{\dot{q}_{ev}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{\dot{q}_{ev}})_{i_{int,e}}}{\dot{q}_{ev}} \right|^2}, \quad (2.36)$$

onde:

$$\frac{(IM_{\dot{q}_{ev}})_{\dot{V}_a}}{\dot{q}_{ev}} = \frac{\partial \dot{q}_{ev}}{\partial \dot{V}_a} \frac{IM_{\dot{V}_a}}{\dot{q}_{ev}} = \frac{IM_{\dot{V}_a}}{\dot{V}_a}; \quad (2.37)$$

$$\frac{(IM_{\dot{q}_{ev}})_{p_a}}{\dot{q}_{ev}} = \frac{\partial \dot{q}_{ev}}{\partial p_a} \frac{IM_{p_a}}{\dot{q}_{ev}} = \frac{IM_{p_a}}{p_a}; \quad (2.38)$$

$$\frac{(IM_{\dot{q}_{ev}})_{i_{int,s}}}{\dot{q}_{ev}} = \frac{\partial \dot{q}_{ev}}{\partial i_{int,s}} \frac{IM_{i_{int,s}}}{\dot{q}_{ev}} = \frac{IM_{i_{int,s}}}{(i_{int,s} - i_{int,e})}; \quad (2.39)$$

$$\frac{(IM_{\dot{q}_{ev}})_{i_{int,e}}}{\dot{q}_{ev}} = \frac{\partial \dot{q}_{ev}}{\partial i_{int,e}} \frac{IM_{i_{int,e}}}{\dot{q}_{ev}} = \frac{-IM_{i_{int,e}}}{(i_{int,s} - i_{int,e})}. \quad (2.40)$$

A incerteza de medição da capacidade total de refrigeração foi calculada para os ensaios realizados no calorímetro psicrométrico, implementando estes cálculos em uma planilha de cálculo. A incerteza de medição relativa da capacidade total de refrigeração variou entre 1,5 e 3,5% com 95% de grau de confiança. Os parâmetros que mais influenciam na incerteza da capacidade de refrigeração são as entalpias do ar úmido de entrada e saída do evaporador. A incerteza de medição relativa da entalpia do ar de entrada do evaporador, por exemplo, variou de 0,4 a 1,8%.

2.2.2.2 Cálculo da incerteza do EER – Coeficiente de Eficiência Energética

O EER do condicionador sob ensaio é calculado pela razão da capacidade total de refrigeração pela potência total consumida, Equação 2.41:

$$\text{EER} = \frac{\dot{q}_{ev}}{\dot{W}_t}. \quad (2.41)$$

A incerteza de medição relativa do EER deve ser calculada pela Equação 2.42:

$$\frac{\text{IM}_{\text{EER}}}{\text{EER}} = \pm \sqrt{\left| \frac{\text{IM}_{\dot{q}_e}}{\dot{q}_e} \right|^2 + \left| \frac{\text{IM}_{\dot{W}_t}}{\dot{W}_t} \right|^2}. \quad (2.42)$$

2.2.2.3 Cálculo da incerteza da capacidade sensível de refrigeração

A Capacidade sensível do condicionador sob ensaio é calculada pela Equação 2.43:

$$\dot{q}_{ev,sens} = \dot{V}_a \rho_a c_{pa} (T_{int,e} - T_{int,s}). \quad (2.43)$$

A incerteza de medição relativa da capacidade sensível deve ser calculada pela Equação 2.44:

$$\frac{\text{IM}_{\dot{q}_{ev,sens}}}{\dot{q}_{ev,sens}} = \pm \sqrt{\left| \frac{\text{IM}_{\dot{V}_a}}{\dot{V}_a} \right|^2 + \left| \frac{\text{IM}_{\rho_a}}{\rho_a} \right|^2 + \left| \frac{\text{IM}_{T_{int,e}}}{(T_{int,e} - T_{int,s})} \right|^2 + \left| \frac{\text{IM}_{T_{int,s}}}{(T_{int,e} - T_{int,s})} \right|^2}. \quad (2.44)$$

2.2.3 Cálculo de Incertezas de medições do calorímetro balanceado

No caso do calorímetro balanceado, a medição da capacidade de refrigeração é realizada por um balanço de energia no ambiente interno, conforme apresentado na Seção 2.1.

A medição da capacidade sensível de refrigeração é independente da medição da capacidade latente de refrigeração. As duas capacidades somadas fornecem a capacidade total de refrigeração.

A parcela sensível é soma das energias consumidas pela resistência de aquecimento da câmara (\dot{W}_r), pelos ventiladores que movimentam o ar a ser recondicionado (\dot{W}_v) e pelo motor do psicrômetro que mede as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar (\dot{W}_p), como expressado pela Equação 2.45.

$$\dot{q}_{ev,sens} = \dot{W}_v + \dot{W}_r + \dot{W}_p. \quad (2.45)$$

A incerteza de medição da capacidade sensível é calculada pela Equação 2.46.

$$\frac{IM_{\dot{q}_{ev,sens}}}{\dot{q}_{ev,sens}} = \pm \sqrt{\left| \frac{IM_{Wv}}{\dot{q}_{ev,sens}} \right|^2 + \left| \frac{IM_{Wr}}{\dot{q}_{ev,sens}} \right|^2 + \left| \frac{IM_{Wp}}{\dot{q}_{ev,sens}} \right|^2}. \quad (2.46)$$

A parcela latente da capacidade total de refrigeração ($\dot{q}_{ev,lat}$) é calculada pela Equação 2.47.

$$\dot{q}_{ev,lat} = \dot{m}_w (i_{lv(Pt)} + c_{pw} (T_{sat,w(Pt)} - T_{bu_{int,s}})), \quad (2.47)$$

onde \dot{m}_w , vazão de água evaporada no gerador de vapor;

$i_{lv(Pt)}$, entalpia de vaporização da água, calculada por uma equação de regressão de tabela de propriedades da água, função da pressão atmosférica;

c_{pw} , calor específico da água líquida a pressão atmosférica, considerado como valor constante igual a 4184 kJ/(kgK) (Wylen et al., 1995).

$T_{sat,w(Pt)}$, temperatura de saturação da água, calculada por uma equação de regressão de tabela de propriedades da água, função da pressão atmosférica;

$T_{bu,int,s}$, temperatura de bulbo úmido do ar de saída do evaporador, considerado igual a temperatura da água condensada nas aletas do evaporador.

A incerteza de medição da capacidade latente ($IM_{q,lat}$) é calculada pela Equação 2.48:

$$\frac{IM_{q,ev,lat}}{\dot{q}_{ev,lat}} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{q,ev,lat})_{\dot{m}_w}}{\dot{q}_{ev,lat}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{q,ev,lat})_{i_{lv}}}{\dot{q}_{ev,lat}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{q,ev,lat})_{T_{sat,w(Pt)}}}{\dot{q}_{ev,lat}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{q,ev,lat})_{T_{bu,int,s}}}{\dot{q}_{ev,lat}} \right|^2}, \quad (2.48)$$

onde:

$$\frac{(IM_{q,ev,lat})_{\dot{m}_w}}{\dot{q}_{ev,lat}} = \frac{\partial \dot{q}_{ev,lat}}{\partial \dot{m}_w} \frac{IM_{\dot{m}_w}}{\dot{q}_{ev,lat}} = \frac{IM_{\dot{m}_w}}{\dot{m}_w}; \quad (2.49)$$

$$\frac{(IM_{q,ev,lat})_{i_{lv}}}{\dot{q}_{ev,lat}} = \frac{\partial \dot{q}_{ev,lat}}{\partial i_{lv}} \frac{IM_{i_{lv}}}{\dot{q}_{ev,lat}} = \frac{\dot{m}_w IM_{i_{lv}}}{\dot{q}_{ev,lat}}; \quad (2.50)$$

$$\frac{(IM_{q,ev,lat})_{T_{sat,w(Pt)}}}{\dot{q}_{ev,lat}} = \frac{\partial \dot{q}_{ev,lat}}{\partial T_{sat,w(Pt)}} \frac{IM_{T_{sat,w(Pt)}}}{\dot{q}_{ev,lat}} = \frac{\dot{m}_w c_{pw} IM_{T_{sat,w(Pt)}}}{\dot{q}_{ev,lat}}; \quad (2.51)$$

$$\frac{(IM_{q,ev,lat})_{T_{bu,int,s}}}{\dot{q}_{ev,lat}} = \frac{\partial \dot{q}_{ev,lat}}{\partial T_{bu,int,s}} \frac{IM_{T_{bu,int,s}}}{\dot{q}_{ev,lat}} = \frac{-\dot{m}_w c_{pw} IM_{T_{bu,int,s}}}{\dot{q}_{ev,lat}}. \quad (2.52)$$

A incerteza de medição da capacidade total pode, finalmente, ser calculada pela Equação 2.53.

$$\frac{IM\dot{q}_{ev}}{\dot{q}_{ev}} = \pm \sqrt{\left| \frac{IM\dot{q}_{ev,sens}}{\dot{q}_{ev,sens}} \right|^2 + \left| \frac{IM\dot{q}_{ev,lat}}{\dot{q}_{ev,lat}} \right|^2}. \quad (2.53)$$

As incertezas de medição das capacidades foram calculadas para os ensaios realizados no calorímetro balanceado. A incerteza de medição relativa da capacidade sensível de refrigeração variou entre 1,0 e 1,6% com 95% de grau de confiança. A incerteza de medição relativa da capacidade latente é igual a 1,0% para todos os ensaios, devido ao erro de 1% do fluxímetro, que mede \dot{m}_w , o qual é o parâmetro que mais influencia na incerteza da capacidade latente. Portanto, a incerteza de medição relativa da capacidade de refrigeração total no calorímetro balanceado variou de 1,4 a 2,0%. Conclui-se, então, que o método de medição do calorímetro balanceado causa maior exatidão nos resultados do que o método utilizado pelo calorímetro psicrométrico.

As incertezas de medição dos instrumentos utilizados no calorímetro balanceado estão apresentadas na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Incertezas de medição dos instrumentos do calorímetro balanceado.

Parâmetro	Sensor	Marca	Incerteza do instrumento
Temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido	Termorresistência [0 - 60 °C]	Consistec	± 0,05 - 0,08°C
Pressão atmosférica	Barômetro [650 – 750 mmHg]	Princo	± 4,2 mmHg
Vazão de água (\dot{m}_w)	Fluxímetro [0 – 100 L/h]	Oval	± 1,0%
Consumo de energia (\dot{W}_v e \dot{W}_p)	Transdutor de grandezas elétricas [0 – 1000 Wh]	Yokogawa	± 20 Wh
Consumo de energia (\dot{W}_r)	Transdutor de grandezas elétricas [1000 – 3000 Wh]	Yokogawa	± 40 Wh

3 ESTUDO E VALIDAÇÃO DO MODELO DO COMPRESSOR

O compressor a ser modelado é um compressor hermético alternativo. Consiste em um êmbolo movendo-se alternadamente no interior de um cilindro, com as válvulas de aspiração e descarga dispostas convenientemente para permitir a compressão. O êmbolo é acionado por uma biela, que por sua vez, é acionada por um motor elétrico. Existem diversos trabalhos de modelagem deste tipo de compressor na literatura; os modelos se diferem um pouco, principalmente por dados e correlações que devem ser obtidas através de experimentos.

O modelo de compressor de Domanski e Didion (1983) requer dados experimentais retirados em calorímetro apropriado. Através dos dados deve-se obter coeficientes de transferência de calor afim de calcular cinco taxas de transferência de calor que ocorrem no compressor: i) entre o compressor e o ar ambiente; ii) entre o lado interno da carcaça e o refrigerante; iii) o calor que o refrigerante recebe na passagem pela câmara de sucção; iv) entre o refrigerante no interior da carcaça e o refrigerante no interior da câmara de descarga; e v) entre o refrigerante no interior da carcaça e o que se encontra na tubulação de descarga. Os coeficientes são obtidos, mantidos constantes na modelagem para qualquer condição de operação e utilizados em correlações empíricas para calcular as taxas de transferências de calor. Entretanto, Domanski e Didion (1983) não detalham a forma de obtenção desses coeficientes, mas seu programa possui uma subrotina para realizar os cálculos.

Popovic e Shapiro (1995) desenvolveram um modelo de compressor alternativo, também baseado em princípios termodinâmicos e em pelo menos dois pontos de ensaio. Sua proposta é de reduzir os parâmetros necessários para caracterizar o compressor e ainda possuir exatidão nos resultados. Para isso, encontram um novo parâmetro: o coeficiente de perda de transferência de calor e através dele calculam-se as demais taxas de transferências de calor que ocorrem no compressor.

Klein (1998) comparou dois modelos diferentes quando aplicados a um compressor hermético alternativo. Um dos modelos é totalmente empírico e requer aproximadamente 24 pontos de ensaio realizados em um calorímetro apropriado para ensaio em compressores. Os parâmetros de interesse são correlacionados como função das temperaturas de evaporação e condensação ou da temperatura do corpo do compressor. O outro modelo é semi-empírico, calcula a vazão como função da eficiência volumétrica e do estado do refrigerante na sucção do compressor, mas também utiliza correlações do modelo empírico, requerendo os mesmos pontos de ensaio. Optou por trabalhar com o modelo semi-empírico, por seus resultados serem mais precisos.

Neste trabalho, a proposta é de utilizar, como base, o modelo semi-empírico apresentado por Popovic e Shapiro (1995), por necessitar somente de dois pontos de ensaio, já que os ensaios no compressor deverão ser realizados na bancada do fabricante e seu uso é restrito. O modelo requer oito informações de entrada para fornecer a vazão mássica de refrigerante, estado de saída de refrigerante e a potência requerida do compressor.

As informações de entrada são:

- estado de entrada do refrigerante;
- pressão de saída do refrigerante;
- volume morto do compressor;
- velocidade do motor do compressor em operação;
- expressão do expoente politrópico do fluido refrigerante;
- duas características de performance do compressor definidas no modelo, que são determinadas com dados experimentais;
- queda de pressão nas válvulas de sucção e descarga.

Segundo Popovic e Shapiro (1995), dois parâmetros são comumente usados para caracterizar a operação de um compressor alternativo, a eficiência volumétrica e a potência do compressor. A eficiência volumétrica é diretamente proporcional à vazão de refrigerante e a energia requerida para compressão do refrigerante é diretamente proporcional a energia total requerida na operação do compressor. O compressor modelado se difere de um compressor ideal, pois apresenta perdas de vazão e perdas de energia.

Segundo Pandeya (1986) apud Popovic e Shapiro (1995), as perdas de vazão podem ser resumidas como termodinâmicas, de vazamentos e perdas de pressão nas válvulas. A diferença entre a eficiência volumétrica ideal e real do compressor representa as perdas de vazão mássica de refrigerante.

Neste modelo, todas as perdas de vazão são levadas em conta, exceto as perdas devido a vazamentos. Todas as perdas de pressão, nas linhas de sucção e descarga internas do compressor e nas válvulas de sucção e descarga do cilindro do compressor, resultam em perdas de vazão e são consideradas por dois parâmetros: as perdas de pressão efetivas nas válvulas de sucção e descarga. O aquecimento do fluido refrigerante, após sua entrada no compressor até a sua entrada no cilindro, aumenta seu volume específico e resulta em diminuição de vazão. Este aquecimento é levado em conta na modelagem através do cálculo das taxas de transferência de calor do motor e do cilindro ao refrigerante e do refrigerante ao ambiente externo através da carcaça do compressor.

A diferença entre a energia necessária para a compressão do refrigerante e a energia consumida pelo compressor é definida como perdas de energia. Essas perdas podem ser atribuídas ao motor e às perdas mecânicas. A Figura 3.1 apresenta o ciclo modelado, considerado como o ciclo de trabalho politrópico termodinâmico. A diferença entre este trabalho e a energia requerida no compressor representa as perdas de energia que não têm sido levadas em conta pelas perdas de vazão. Essas perdas de energia são consideradas no modelo relacionando o trabalho de compressão com um outro parâmetro do compressor: o coeficiente de perda de calor, um parâmetro criado por Popovic e Shapiro (1995).

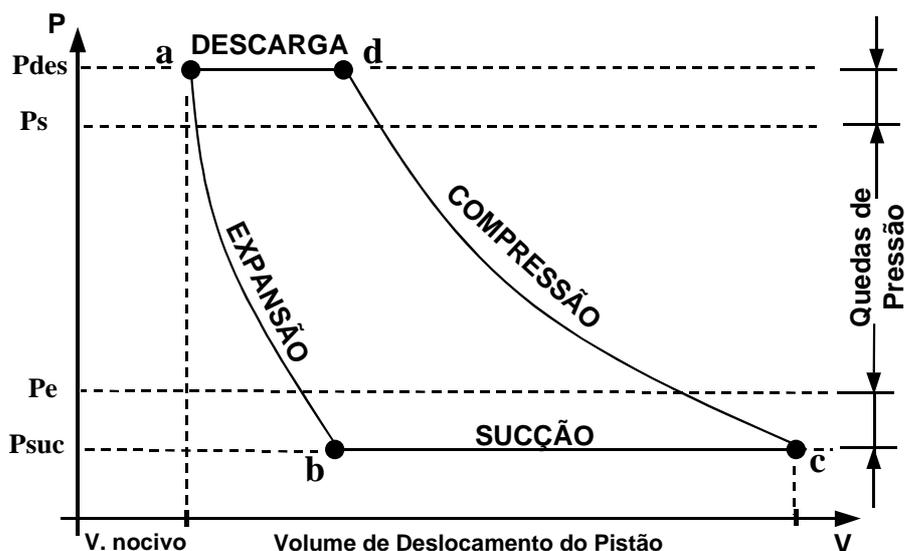


Figura 3.1 - Diagrama pressão-volume para o compressor modelado (Popovic e Shapiro, 1995).

Onde,

- processo a – b: expansão do gás mantido no volume morto;
- processo b – c: sucção de gás após abertura da válvula de sucção;
- processo c – d: compressão do gás contido no interior do cilindro;
- processo d – a: descarga do gás comprimido após abertura da válvula de descarga.

A Figura 3.2 ilustra o tipo de compressor modelado, mostrando os principais componentes e os principais pontos de interesse na modelagem. O compressor consiste, basicamente, de um motor elétrico que aciona, através de um mecanismo, o movimento alternativo de um pistão. O pistão, contido num cilindro, aspira e expira refrigerante através das válvula de sucção e descarga. A abertura da válvula de sucção é ocasionada por um diferencial de pressão, entre o interior do cilindro e a câmara de sucção, que ocorre no movimento descendente do pistão. A abertura da válvula de descarga é ocasionada por um diferencial de pressão, entre o interior do cilindro e a câmara de descarga, que ocorre no movimento ascendente do pistão. Os

compressores de refrigeradores e condicionadores de ar residenciais possuem uma carcaça hermética, portanto não podem receber manutenção. Utiliza-se o espaço vazio entre carcaça e componentes, como sendo uma pré-câmara de sucção.

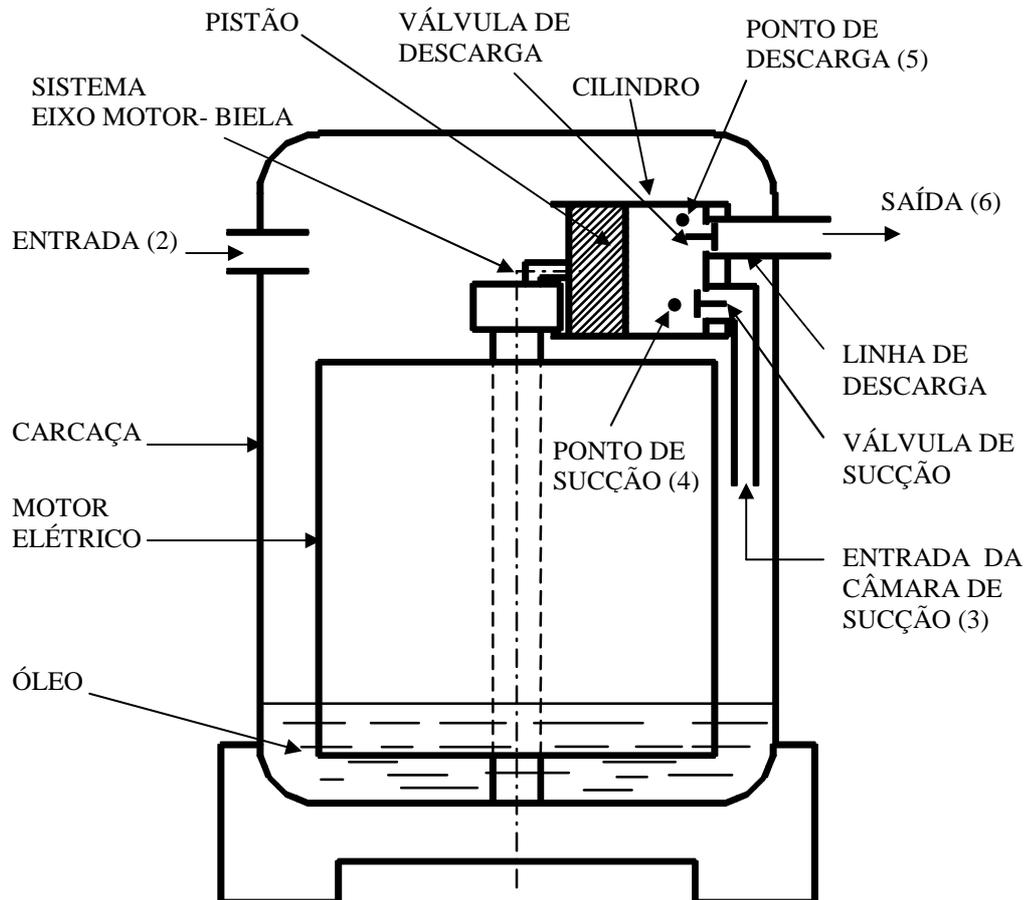


Figura 3.2 - Desenho esquemático do compressor hermético alternativo modelado.

O vapor de refrigerante que entra no compressor (estado 2), preenche todo o espaço vazio entre carcaça e componentes. Neste momento recebe energia dissipada pelo motor, pelo conjunto pistão-cilindro (a direção da energia também pode ocorrer em sentido contrário no caso do conjunto pistão-cilindro), pela linha de descarga e troca calor com o ambiente externo (estado 3). O refrigerante é aspirado, passa pela câmara de sucção, pela válvula de sucção (perde pressão) e entra no cilindro (estado 4), se misturando com o gás residual mantido no volume morto. O pistão finaliza o movimento descendente, atinge o ponto morto inferior e inicia o

movimento ascendente, comprimindo o gás succionado durante o movimento descendente (estado 5). Após abertura da válvula de descarga, o vapor passa pela válvula (perde pressão), pela linha de descarga e deixa o compressor (estado 6).

3.1 Modelo de Eficiência Volumétrica

O modelo de eficiência volumétrica do compressor de Mc Quiston and Parker (1988) (Popovic e Shapiro, 1995) foi o ponto de partida no desenvolvimento do modelo de Popovic e Shapiro. Várias hipóteses são consideradas no procedimento de modelagem:

- a) O ciclo de compressão modelado é uma aproximação do ciclo real.
- b) As perdas de vazão são levadas em conta no modelo.
- c) Compressão e expansão no ciclo são processos politrópicos com expoentes politrópicos iguais.
- d) O expoente politrópico é uma função do tipo de refrigerante e da taxa de compressão (Cosling, 1980).
- e) O óleo tem efeitos desprezíveis nas propriedades do refrigerante e na operação do compressor.
- f) Existem perdas de pressão nas linhas de sucção e de descarga do compressor.
- g) Os processos de perda de pressão são assumidos como processos com entalpia constante.
- h) Efeitos da carga de refrigerante são desprezados.

O volume morto é o volume de refrigerante deixado no cilindro após o completo processo de descarga. Quantitativamente, o volume morto (V_a) é expressado através do fator de volume morto (C), que é uma fração do volume de deslocamento do pistão:

$$C = \frac{V_a}{V_c - V_a}. \quad (3.1)$$

A eficiência volumétrica (η_v) é a razão da massa de refrigerante que entra no cilindro pela massa de refrigerante que entraria se o volume morto não existisse e se o estado do refrigerante no início do processo de compressão fosse igual ao estado na entrada do compressor.

$$\eta_v = \frac{(V_c - V_b)V_e}{(V_c - V_a)V_{suc}}. \quad (3.2)$$

A expansão do volume morto é um processo politrópico, portanto os volumes nos estados a e b são relacionados por:

$$V_b = V_a \left(\frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{1/n}. \quad (3.3)$$

Substituindo as Equações 3.1 e 3.3 na Equação 3.2 e um tratamento algébrico adequado, produz a seguinte expressão para a eficiência volumétrica:

$$\eta_v = \left[1 + C + C \left(\frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{1/n} \right] \frac{V_e}{V_b}. \quad (3.4)$$

O deslocamento do pistão (P_D) é o volume que realmente deixa o cilindro durante um ciclo. Os fabricantes de compressores geralmente informam a taxa de deslocamento do pistão (R_{PD}), em volume por revolução, portanto:

$$P_D = V_c - V_a = R_{PD} \cdot N \cdot t. \quad (3.5)$$

Substituindo a Equação 3.5 na Equação 3.2, a seguinte expressão para a eficiência volumétrica é obtida:

$$\eta_v = \frac{m}{R_{PD} \cdot N \cdot t} v_e. \quad (3.6)$$

Na Equação 3.6, m é a quantidade que entra de massa de vapor, dividida pelo tempo, o que resulta na vazão mássica (\dot{m}). A combinação entre as equações 3.4 e 3.6 produz a equação final para determinar a vazão mássica de refrigerante que passa pelo compressor:

$$\dot{m}_r = \frac{R_{PD} \cdot N}{V_{suc}} \left(1 + C - C \left(\frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{1/n} \right). \quad (3.7)$$

A Equação 3.7 mostra que a vazão mássica de refrigerante depende da geometria do compressor, rotação do compressor, taxa de compressão, tipo do refrigerante (expoente politrópico) e estado do refrigerante no início da compressão.

Na aplicação deste modelo, têm-se as pressões de entrada e saída do compressor como dados de entrada, que seriam, respectivamente, as pressões de evaporação e condensação do condicionador de ar. Para a obtenção das pressões

do fluido refrigerante na entrada e saída do cilindro (P_{suc} e P_{des}), precisa-se especificar as perdas de pressão nas válvulas de sucção e descarga (ΔP_v). O modelo considera-as como perdas específicas nas válvulas e como constantes para qualquer condição de operação, mas elas devem levar em conta todas as perdas de pressão que ocorrem nos caminhos que o fluido refrigerante percorre interiormente ao compressor.

Popovic e Shapiro (1995) não conheciam os valores reais das perdas de pressão nas válvulas dos compressores que modelaram e utilizaram estes parâmetros para calibrar o modelo. A perda de pressão do escoamento de refrigerante no interior do compressor é função da vazão mássica e do estado termodinâmico do refrigerante em todos os pontos do compressor, portanto sua determinação precisa é difícil e considera-se as perdas como um parâmetro constante para todas as condições de operação.

Com o objetivo de obter uma modelagem precisa, realizaram-se, neste trabalho, ensaios experimentais para levantamento aproximado das pressão que ocorrem internamente ao compressor e, portanto, utilizar valores coerentes das perdas de pressão durante a modelagem. Detalhes dos ensaios e seus resultados estão apresentados no item 3.4 – Ensaios. As perdas de pressão nas válvulas, então, foram consideradas constantes e igual a 40kPa. Com este valor, a vazão calculada pelo modelo obtém maior precisão quando comparadas aos dados experimentais.

3.2 Modelo do Expoente Politrópico

Popovic e Shapiro (1995) representaram graficamente os expoentes politróticos em função das taxas de compressão para o R-22. Sugerindo uma função da seguinte forma:

$$n = A_1 + \frac{A_2}{R} + \frac{A_3}{R^2}, \quad (3.8)$$

onde R é a taxa de compressão e os coeficientes possuem os seguintes valores: $A_1 = 1,2094$, $A_2 = -0,2931$ e $A_3 = 0,7802$. Esta correlação foi utilizada no presente trabalho. Seus resultados foram comparados a valores estimados experimentalmente do expoente politrópico para os dez pontos de ensaio da Tabela 3.1, onde os valores ficaram em torno de 15% menores do que os calculados pela Equação 3.8. Optou-se por trabalhar com a correlação apresentada por Popovic e Shapiro, por terem usado uma extensa base de dados e também porque os dados retirados dos dez pontos de ensaio não são apropriados para calcular o expoente politrópico com exatidão.

3.3 Modelo das Perdas de Energia

O modelo de perdas de energia, desenvolvido por Popovic e Shapiro, está apresentado a seguir, compreendido pelas Equações 3.9 – 3.17. Este modelo é utilizado no presente trabalho e necessita de ensaios experimentais para obtenção da correlação representada pela Equação 3.16. Os ensaios necessários foram realizados no fabricante do compressor. Os resultados obtidos, assim como a correlação obtida, estão apresentadas no item 3.4 – Ensaios.

Neste modelo de compressor, a potência de compressão requerida é igual ao trabalho termodinâmico de um processo politrópico. A potência de compressão, (\dot{W}_{cal}), é representada pela Equação 3.9:

$$\dot{W}_{cal} = \dot{m}_r \left(\frac{n}{n-1} p_{suc} v_{suc} \left(\left(\frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \right). \quad (3.9)$$

O balanço de energia no compressor está apresentado na Figura 3.3, tendo todo o compressor como volume de controle. A primeira lei da termodinâmica é aplicada ao volume de controle, assumindo regime permanente, conservação da massa e desprezando os efeitos de energia cinética e potencial.

$$\dot{q}_{car} = \dot{W}_{med} - \dot{m}_r(i_s - i_e). \quad (3.10)$$

Onde \dot{q}_{car} é o calor total transferido para fora do compressor e \dot{W}_{med} é a potência consumida.

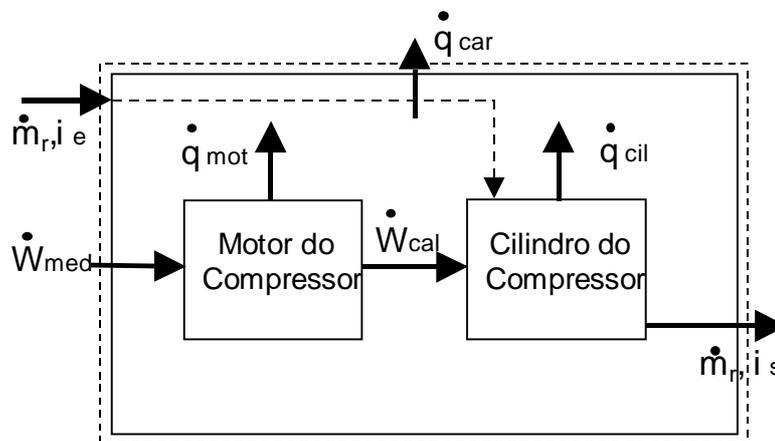


Figura 3.3 – Balanço de energia no compressor (Popovic e Shapiro, 1995).

Considerando o motor do compressor e o cilindro do compressor como sendo volumes de controle, encontram-se outras duas importantes expressões para \dot{q}_{mot} e \dot{q}_{cil} (Equações 3.11 e 3.12). O compressor entrega uma parte da potência consumida ao cilindro do compressor, a diferença entre a potência consumida e a potência entregue ao cilindro do compressor é chamada de taxa de transferência de calor do motor do compressor (\dot{q}_{mot}):

$$\dot{q}_{mot} = \dot{W}_{med} - \dot{W}_{cal} \quad (3.11)$$

A taxa de transferência de calor no cilindro do compressor (\dot{q}_{cil}) é obtida substituindo a Equação 3.11 na Equação 3.10. Essas quantidades estão relacionadas com as perdas de energia.

$$\dot{q}_{\text{cil}} = \dot{W}_{\text{cal}} - \dot{m}_r(i_s - i_e). \quad (3.12)$$

A razão entre a energia transferida ao refrigerante no compressor e a energia total consumida é a eficiência total do compressor (η_c):

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_r(i_s - i_e)}{\dot{W}_{\text{med}}}. \quad (3.13)$$

Um importante fator a ser considerado é o coeficiente de perda de calor (HT_p), definido pela Equação 3.14:

$$HT_p = \frac{\dot{q}_{\text{car}}}{\dot{q}_{\text{mot}}}. \quad (3.14)$$

Combinando as Equações 3.10, 3.11 e 3.13 na Equação 3.14, produz-se uma relação entre a eficiência total do compressor e o coeficiente de perda de calor:

$$\eta_c = \left(\frac{\dot{W}_{\text{cal}}}{\dot{W}_{\text{med}}} - 1 \right) HT_p + 1. \quad (3.15)$$

O coeficiente de perda de calor é obtido experimentalmente. Para isso, é correlacionado com a transferência de calor no cilindro do compressor. Popovic e Shapiro (1995) descobriram que há uma relação linear entre HT_p e \dot{q}_{cil} . A correlação do coeficiente de perda de calor com a transferência de calor no cilindro do compressor está expressa na Equação 3.16:

$$HT_p = 1 - \frac{\dot{q}_{cil}}{\dot{q}_{mot}} \cong B_1 + B_2 \dot{q}_{cil}. \quad (3.16)$$

Substituindo as Equações 3.11, 3.12, 3.13 e 3.16 na Equação 3.15 tem-se uma expressão para avaliar corretamente a potência consumida no compressor (\dot{W}_{med}):

$$\dot{W}_{med} = \frac{\dot{m}_r (i_s - i_e) - \dot{W}_{cal} (B_1 + B_2 \dot{q}_{cil})}{1 - (B_1 + B_2 \dot{q}_{cil})}. \quad (3.17)$$

3.4 Ensaios

Para obter a correlação apresentada na Equação 3.16, foram realizados ensaios em calorímetro apropriado para compressores, pertencente ao fabricante do compressor. Detalhes sobre o calorímetro estão no Apêndice C – Calorímetro para Compressores.

Apesar do modelo necessitar de apenas dois pontos de ensaio, pretendia-se realizar cinco pontos para a obtenção de uma correlação mais precisa, mas foram realizados ensaios em dez diferentes condições de operação porque os primeiros cinco pontos foram obtidos com um grau de superaquecimento do refrigerante muito alto por limitação da bancada de testes; os dados retirados durante os ensaios estão apresentados na Tabela 3.1. Portanto, os pontos 6 a 10 representam melhor a operação real que o compressor realiza num condicionador de ar doméstico, pelo

menor superaquecimento de entrada dado ao refrigerante. Assim, estes pontos de ensaio foram considerados os mais importantes.

Tabela 3.1 – Dados experimentais do compressor modelado.

Ensaio	T_{ev} (°C)	T_{cd} (°C)	T_e (°C)	T_s (°C)	\dot{W}_{med} (W)	\dot{m}_r (kg/s)	N (rpm)
1	7,2	54,4	35	101,3	1152	0,0172	3440
2	2,0	44,0	35	96,0	976	0,0146	3470
3	5,0	50,0	35	99,0	1080	0,0161	3450
4	15,0	64,0	35	102,6	1392	0,0220	3390
5	5,0	60,0	35	110,2	1172	0,0148	3430
6	2,0	48,0	5,0	83,0	1016	0,0158	3470
7	4,0	50,0	8,0	84,2	1060	0,0170	3470
8	6,0	42,8	13,0	93,9	1168	0,0169	3450
9	8,0	56,0	15,0	89,4	1180	0,0190	3440
10	15,0	64,0	22,0	94,0	1384	0,0228	3410

A partir dos dados de ensaios da Tabela 3.1, pode-se obter importantes informações. A correlação para obtenção do coeficiente de perda de calor, representada pela Equação 3.16, foi obtida com sucesso e está apresentada na Figura 3.4. A correlação consiste em obter o coeficiente de perda de calor como função da taxa de transferência de calor no cilindro do compressor e é útil para estimar a entalpia do refrigerante na saída do compressor.

Obteve-se também, com os dados de ensaio, uma correlação para estimar mais precisamente a velocidade do motor do compressor como função da pressão do refrigerante na saída do cilindro. Assim, pode-se estimar mais precisamente a vazão de refrigerante. Popovic e Shapiro (1995) adotam como constante a velocidade do motor. A Figura 3.5 apresenta a correlação obtida.

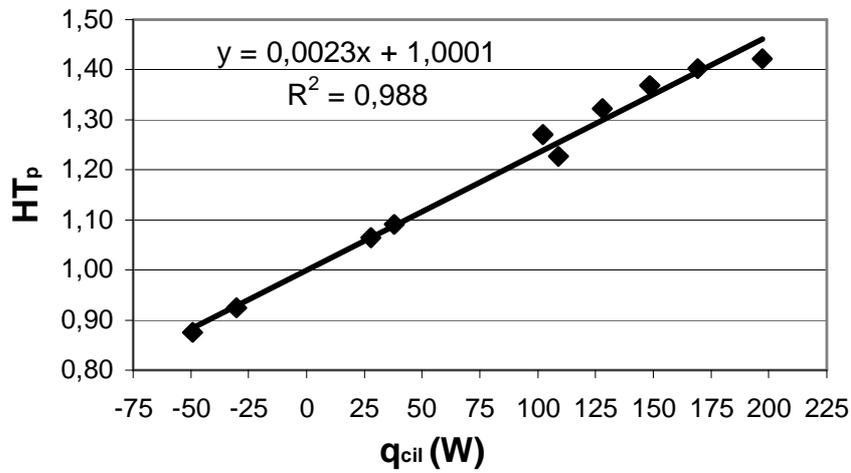


Figura 3.4 – Correlação para cálculo do coeficiente de perda de calor.

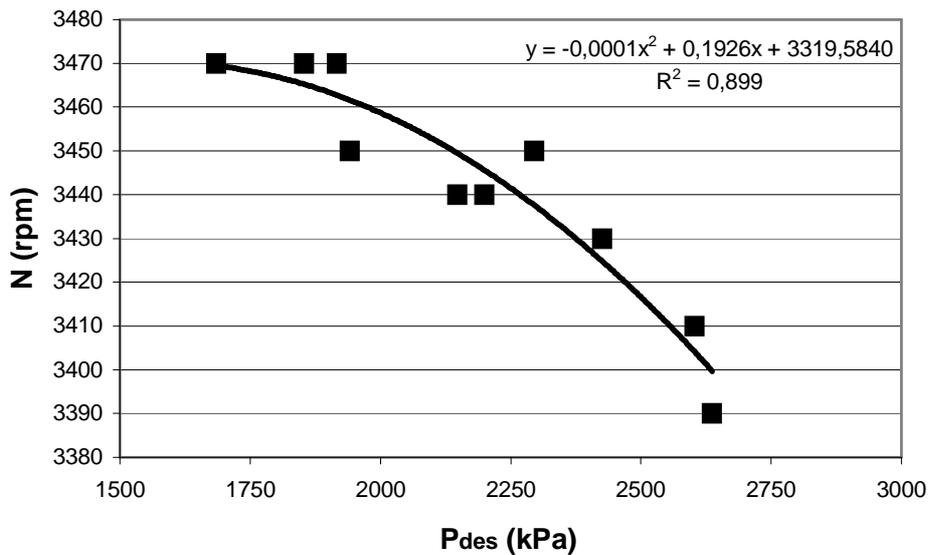


Figura 3.5 – Correlação para cálculo da velocidade do motor.

Ainda outra correlação importante foi obtida através dos dados de ensaio, com ela é possível calcular com exatidão, a potência total consumida pelo compressor em função da potência de compressão (\dot{W}_{cal}). Isto é possível porque a eficiência do motor é quase que constante para o compressor ensaiado. Este tipo de

correlação foi utilizado por Corrêa *et al.* (2000) e Klein (1998). Com o cálculo da potência total consumida através da equação obtida na Figura 3.6, utiliza-se a Equação 3.17 para cálculo da entalpia do refrigerante na saída do compressor, definindo seu estado neste ponto. Este método não foi utilizado por Popovic e Shapiro, mas o modelo fornece resultados com exatidão. O coeficiente angular da reta da Figura 3.6 é a eficiência do motor elétrico do compressor.

Os resultados obtidos pelo modelo foram confrontados com os dados experimentais apresentados na Tabela 3.1, obtendo ótima precisão nas estimativas da vazão mássica de refrigerante, da entalpia do refrigerante na saída do compressor e da potência total consumida pelo compressor.

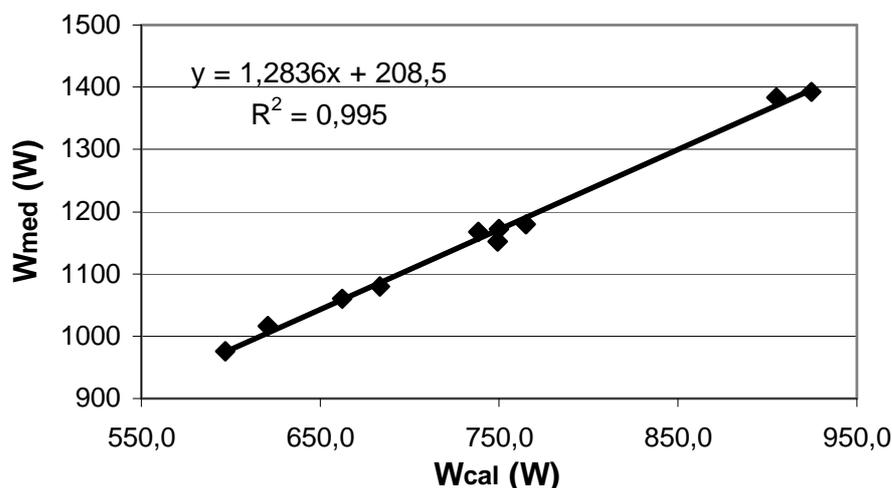


Figura 3.6 – Correlação para cálculo da potência consumida pelo compressor.

A Figura 3.7 mostra os erros relativos encontrados entre as vazões de refrigerante medidas e calculadas para os dez pontos de ensaio da Tabela 3.1, onde 100% dos pontos estão dentro da faixa de 2,1% de erro. Para os cinco últimos pontos de ensaio, que representam melhor a operação real da aplicação modelada, 100% dos pontos estão dentro da faixa de 1,5% de erro. Popovic e Shapiro (1995) obtiveram erros relativos de até 10% para os ensaios com R-22.

A Figura 3.8 apresenta os erros relativos entre as entalpias específicas do refrigerante na saída do compressor medidas e calculadas. Pode-se considerar como bons os resultados obtidos, já que para os cinco últimos pontos de ensaio, 100% dos pontos estão dentro da faixa de 1,4% de erro.

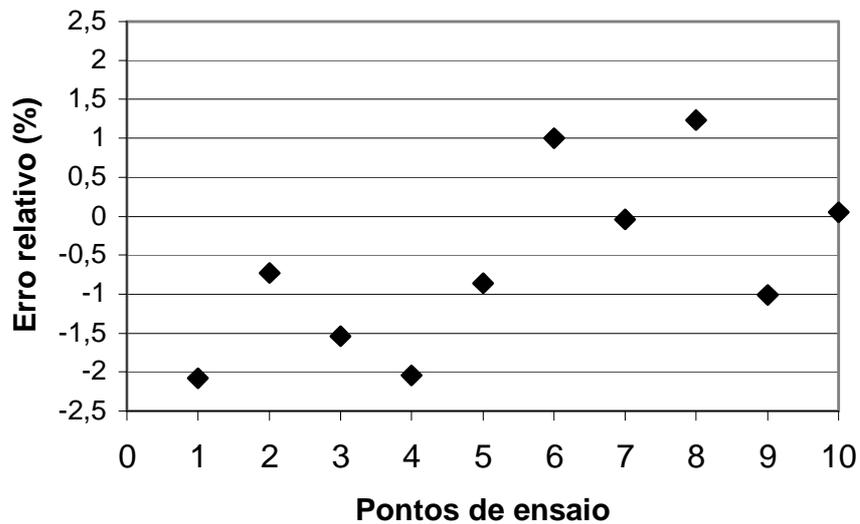


Figura 3.7 – Erro relativo para cálculo da vazão mássica de refrigerante.

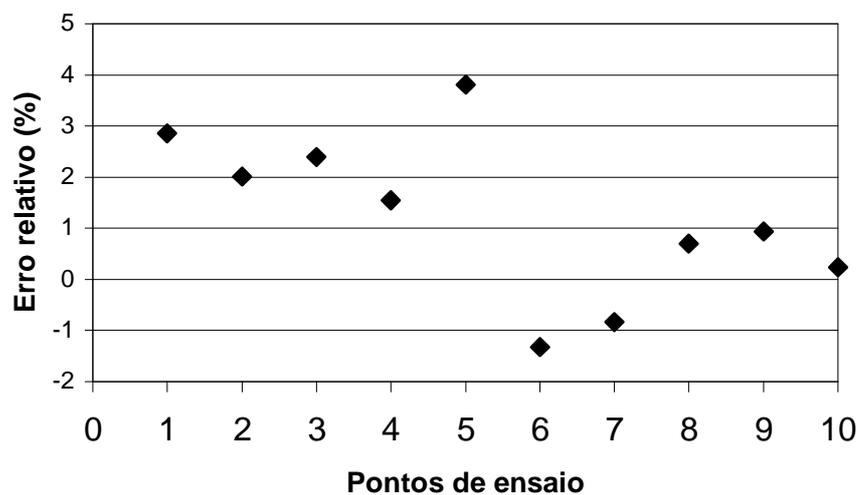


Figura 3.8 – Erro relativo para cálculo da entalpia do refrigerante na saída do compressor.

A Figura 3.9 apresenta os erros relativos entre as potências consumidas medidas e calculadas, onde observa-se uma ótima precisão; 90% dos pontos estão dentro da faixa de 1,0% de erro e 100% dos últimos cinco pontos de ensaio, que são os representativos, estão dentro da faixa de 0,5%.

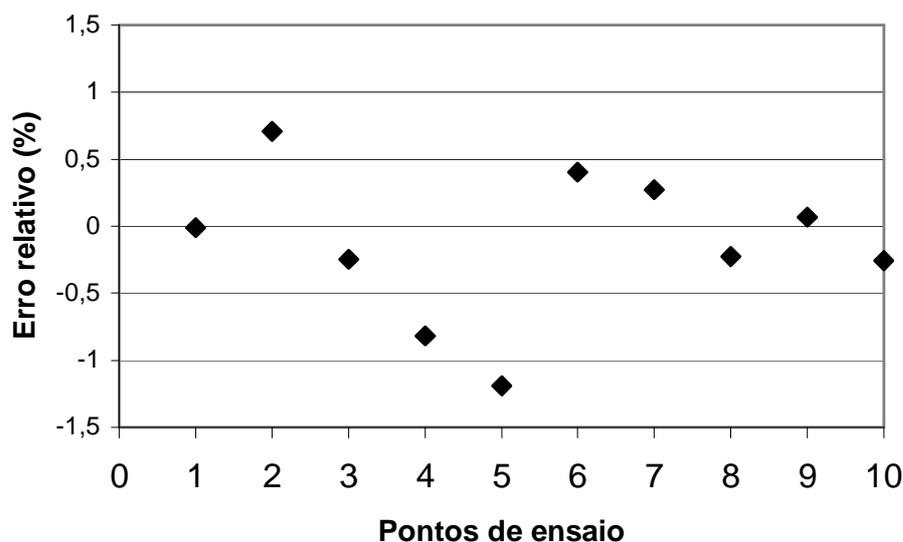


Figura 3.9 – Erro relativo para cálculo da potência consumida pelo compressor.

3.4.1 Estimativa da Queda de Pressão do Fluido Refrigerante no Interior do Compressor

Com o objetivo de investigar a perda de pressão que o refrigerante sofre ao longo do caminho que percorre internamente ao compressor, incluindo a perda nas válvulas de sucção e descarga do cilindro, montou-se a bancada de ensaio da Figura 3.10. Constitui-se de uma amostra do compressor modelado montado em série com o compressor do condicionador de ar modelado, onde o compressor original do aparelho está em operação e o compressor adicionado está desligado e com a válvula de descarga aberta permanentemente. No Caso 1, o compressor ensaiado está a montante e no Caso 2 está a jusante do compressor original do

condicionador de ar e que está em operação. Assim, com a ajuda de um transdutor diferencial de pressão pôde-se medir a perda de carga do refrigerante ao longo de todo o compressor. A perda de carga em cada válvula do cilindro, seria então, a metade da perda de pressão medida no transdutor, já que pelo modelo, as quedas de pressão são consideradas iguais nas válvulas.

A Tabela 3.2 apresenta os resultados do ensaio. Para todos os pontos de ensaio, o fluido refrigerante se encontra no estado de vapor superaquecido na entrada do compressor sob análise e as vazões de refrigerante são próximas às de casos reais.

Como esperado, a perda de pressão para os casos de escoamento a baixa pressão foi maior do que a obtida para os casos de escoamento em alta pressão. Como o volume específico do refrigerante na entrada do compressor é maior no Caso 1, a perda de pressão aumenta em função da maior velocidade do refrigerante.

A queda de pressão média obtida nos ensaios foi de 78kPa. Considerou-se uma queda de 40kPa em cada válvula no modelo. Realizou-se também uma análise de sensibilidade da exatidão do modelo em relação aos dados experimentais como função do valor da queda de pressão e concluiu-se que a queda de pressão de 40kPa em cada válvula é a que mais reduz os erros relativos entre os dados experimentais e os calculados pelo modelo.

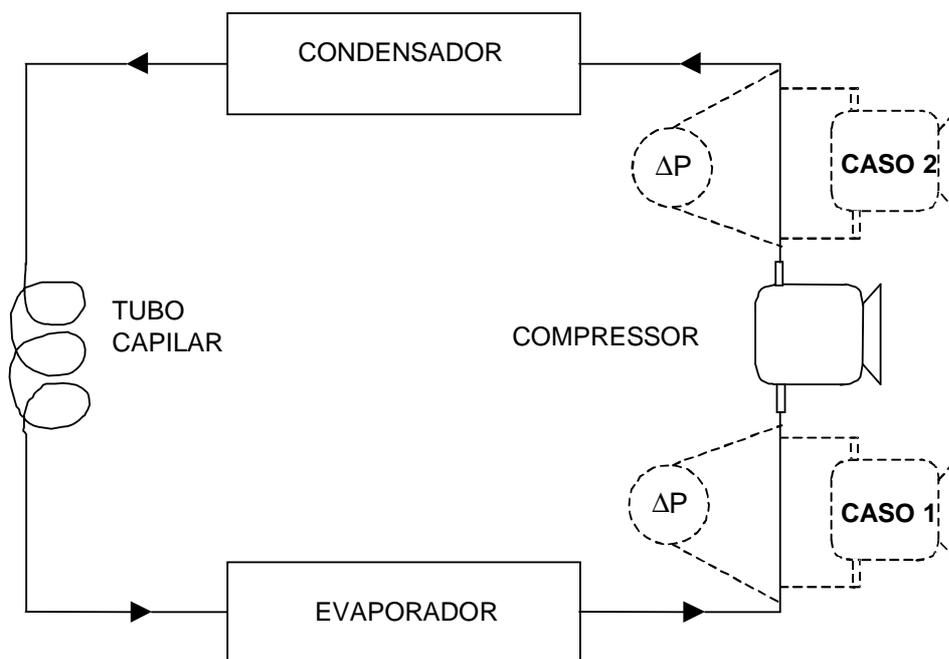


Figura 3.10 – Bancada de ensaio para medição da queda de pressão no compressor.

Tabela 3.2 – Resultados obtidos para a queda de pressão no compressor.

Ensaio	Caso	Pressão na entrada (kPa)	ΔP (kPa)
1	1	520	110
2		600	120
3		500	110
4	2	2030	60
5		2250	60
6		1680	50
7		2000	60
8		2240	50

4 MODELAGEM DOS TROCADORES DE CALOR

Este capítulo apresenta primeiramente uma revisão bibliográfica de trocadores de calor do tipo compacto (Seção 4.1). A Seção 4.2 apresenta o desenvolvimento dos modelos para o evaporador, seguida da Seção 4.3, que mostra os modelos propostos para o condensador. A Seção 4.4 apresenta a aplicação dos modelos desenvolvidos para os trocadores de calor em um segundo condicionador de ar, com o intuito de verificar os modelos propostos. Finalmente, na Seção 4.5, faz-se uma discussão final sobre o capítulo.

4.1 Revisão Bibliográfica

O condicionador de ar a ser estudado utiliza HCFC-22 como fluido refrigerante e possui trocadores de calor fabricados de tubos de cobre com aletas de alumínio, apresentado na Figura 4.1. Este tipo de trocador de calor utilizado em condicionadores de ar domésticos é do tipo compacto de correntes cruzadas. Os trocadores compactos se caracterizam por possuírem uma grande área superficial de transferência de calor por volume ocupado (α), em função da alta densidade de aletas. Geralmente o valor de α é superior a 400 metros quadrados por metros cúbicos. Esta característica faz com que os trocadores compactos envolvam um número elevado de parâmetros e a modelagem requer muito esforço.

Modelos para previsão de desempenho de evaporadores encontrados na literatura são geralmente dependentes de um grande número de parâmetros. Estes são retirados de relações empíricas para alguns trocadores e são difíceis de serem especificados para os demais, ocasionando imprecisões no modelo.

Domanski (1991) apresenta um modelo de evaporador detalhado matematicamente, mas necessita de parâmetros difíceis de serem especificados quando o evaporador possui, por exemplo, aletas de geometria complexa ou tubos com aletas internas diferentes das mais estudadas.

Tais parâmetros de difícil especificação são: fator de Colburn, fator de atrito, coeficiente de transferência de calor convectivo na superfície externa, coeficiente de transferência de calor convectivo na superfície interna e resistência térmica de contato entre aletas e tubos. As mesmas dificuldades podem ser encontradas nos modelos apresentados por Yasuda *et al.* (1983) e Domanski e Didion (1983).

A seguir, serão discutidos alguns conceitos sobre trocadores de calor compactos retirados da literatura.

Os trocadores de calor compactos têm, por definição, uma grande área superficial por unidade de volume. Um feixe de tubos circulares de pequeno diâmetro já seria um trocador compacto, mas estes se caracterizam por serem formados de um banco de tubos com aletas fixadas nas superfícies externas dos tubos. Os trocadores de calor compactos são utilizados quando pelo menos um dos fluidos é um gás. Como o coeficiente convectivo de transferência de calor do escoamento gasoso é relativamente muito menor que os coeficientes convectivos dos líquidos, utilizam-se superfícies aletadas para elevar o coeficiente convectivo do gás. A Figura 4.1 apresenta um esquema de um trocador de calor compacto.

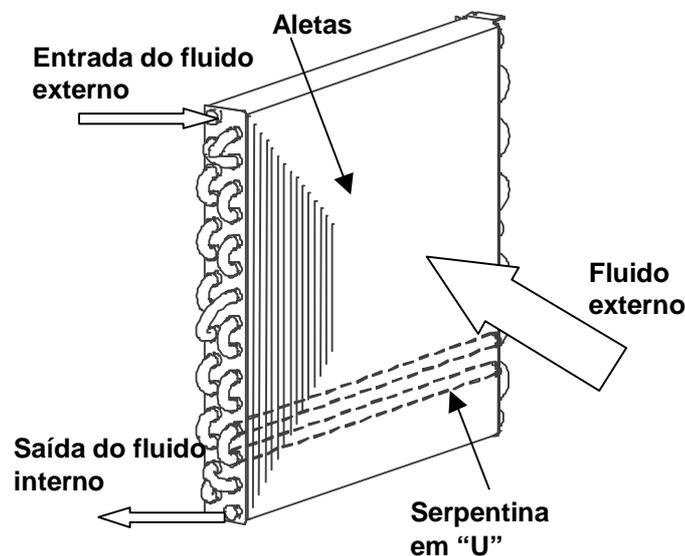


Figura 4.1 – Trocador de calor compacto.

Os trocadores compactos podem ser utilizados nas mais diversas aplicações. Internamente aos tubos, podem-se escoar substâncias na fase líquida, gasosa ou bifásicas, suportando altas pressões e temperaturas elevadas. Externamente aos tubos, nas superfícies aletadas, escoam-se gases, geralmente ar atmosférico.

O projeto deste tipo de trocador possui uma particularidade especial, a obtenção do coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do gás. Na maioria das vezes, a superfície externa encontra-se seca, mas principalmente nas aplicações em sistemas de condicionamento de ar, há situações também nas quais o fluido interno aos tubos possui temperatura abaixo do ponto de orvalho do ar. Nestes casos, há condensação de vapor d'água nas aletas, formando um filme de água de pequena espessura em suas superfícies. Todos estes casos serão discutidos a seguir.

Todas essas características tornam a modelagem matemática de evaporadores uma tarefa difícil de ser executada. Provavelmente, além da dificuldade, o custo e o tempo necessários tornam a modelagem de sistemas de condicionamento de ar pouco praticada por engenheiros e fabricantes.

Existem três tipos principais de trocadores de calor compactos, onde diferenciam-se pelo arranjo de tubos e aletas:

- tubos circulares ou chatos com aletas contínuas planas, apresentados nas Figuras 4.2a e 4.2b;
- tubos circulares com aletas anulares fixadas ou soldadas na superfície externa dos tubos, Figura 4.2c;
- tubos chatos, de seções retangulares ou placas, com aletas divididas, soldadas entre os tubos, como mostra a Figura 4.3.

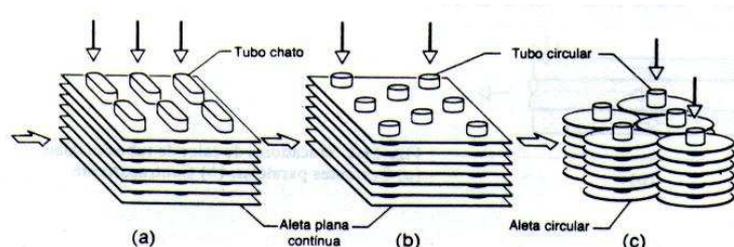


Figura 4.2 – Aletas contínuas e anulares (Incropera e de Witt, 1992).

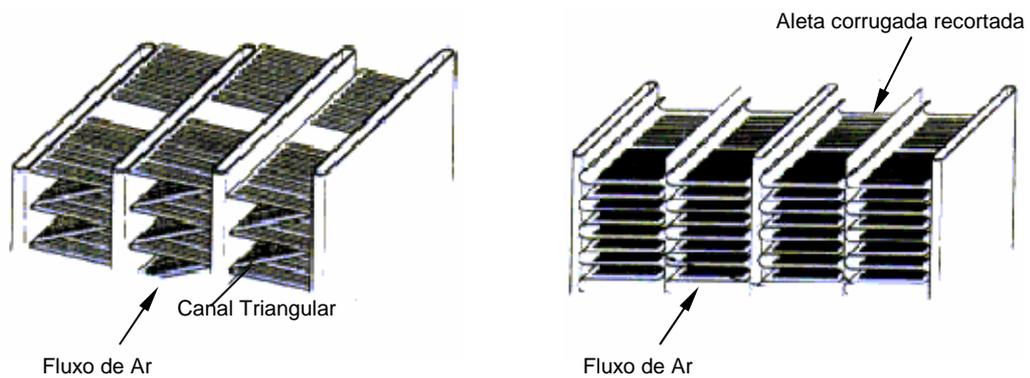


Figura 4.3 – Aletas divididas (Wang, C.C. *et al.*, 2000).

4.1.1 Análise térmica de trocadores

Através de uma análise em regime permanente com analogia às resistências em série, pode-se expressar o coeficiente global de transferência de calor (U) de um trocador constituído de um feixe de tubos aletados como (Incropera e de Witt, 1992):

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{UA_i} = \frac{1}{UA_e} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + R_p + R_c + \frac{R_{f,e}}{A_e \eta_o} + \frac{1}{\eta_o h_e A_e}, \quad (4.1)$$

onde:

- h_i é o coeficiente convectivo de transferência de calor do fluido interno;
- A_i é a área superficial de transferência de calor do fluido interno;
- $R_{f,i}$ é a resistência térmica devido a incrustações no lado interno;
- R_p é a resistência térmica à condução na parede do tubo;
- R_c é a resistência de contato entre aleta e tubo;
- $R_{f,e}$ é a resistência térmica devido a incrustações no lado externo;
- A_e é a área superficial de transferência de calor do fluido externo;
- η_o é a efetividade térmica da superfície aletada;
- h_e é o coeficiente convectivo de transferência de calor do fluido externo.

A análise térmica de um trocador de calor compacto tem como principais características particulares a efetividade térmica da superfície aletada (η_o), o coeficiente convectivo do fluido externo (h_e) e a resistência térmica de contato (R_c), parâmetros estes que serão discutidos neste trabalho.

4.1.2 Efetividade térmica da superfície aletada

O desempenho térmico de uma aleta pode ser avaliado através da eficiência da aleta, η_f . Como a aleta tem a função de facilitar a troca de calor entre a sua base e o fluido externo, o potencial motriz máximo para convecção é a diferença de temperatura entre a base e o fluido, $T_b - T_\infty$, então a taxa máxima de transferência de calor existiria se toda aleta estivesse na mesma temperatura da base. Por isso, constroem-se aletas de materiais bons condutores de calor. Mas como a condutividade térmica do material é finita, há um gradiente de temperatura ao longo da aleta, e define-se eficiência da aleta (η_f) como a razão entre a taxa real de transferência de calor (q_f) e a taxa máxima possível de transferência de calor (q_{\max}):

$$\eta_f = \frac{\dot{q}_f}{\dot{q}_{\max}} = \frac{\dot{q}_f}{hA_f(T_b - T_\infty)}. \quad (4.2)$$

A eficiência da aleta e a taxa real de transferência de calor podem ser deduzidas através da conservação de energia para um processo condutivo unidimensional em superfícies expandidas piniformes (Equação 4.3), a qual é resolvida para alguns casos (Incropera e de Witt, 1992):

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{hP}{kA_t}(T - T_\infty) = 0. \quad (4.3)$$

No caso de haver uma superfície com um conjunto de aletas, o desempenho da transferência de calor é medido pela efetividade térmica de superfície aletada, η_o .

$$\eta_o = \frac{q_t}{q_{\max}} = \frac{q_t}{hA_t(T_b - T_\infty)}, \quad (4.4)$$

sendo q_t a taxa total de calor e A_t a área total da superfície aletada e dos tubos. A taxa de transferência de calor máxima possível ocorreria se toda superfície das aletas estiver a temperatura da base (do tubo).

Decompondo a área superficial total nas parcelas devido à superfície aletada e superfície nua ($A_t = A_f + A_b$), a taxa total de transferência de calor pode ser expressa por:

$$q_t = hA_b(T_b - T_\infty) + hA_f\eta_f(T_b - T_\infty), \quad (4.5)$$

onde η_f é a eficiência de uma só aleta, então:

$$q_t = h[(A_t - A_f) + A_f\eta_f](T_b - T_\infty) = hA_t \left[1 - \frac{A_f}{A_t}(1 - \eta_f) \right] (T_b - T_\infty) \quad (4.6)$$

e

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_t}(1 - \eta_f). \quad (4.7)$$

4.1.3 Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido externo e outras importantes considerações

As características de transferência de calor e da perda de carga de superfície aletada têm sido determinadas empiricamente para configurações específicas. Estas características são representadas graficamente com o fator de Colburn, j_H , sendo função do número de Reynolds baseado na velocidade mássica máxima.

O fator de Colburn, que tem representado com muito sucesso a eficiência térmica de troca de calor por convecção, é definido pelos números de Stanton (St) e Prandtl (Pr) pela equação (Incropera e de Witt, 1992):

$$j_H = St Pr^{2/3} = \left(\frac{h}{G c_p} \right) \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{2/3}, \quad (4.8)$$

com número de Stanton ($St = h / (G c_p)$) baseado na velocidade mássica máxima (G) (Incropera e de Witt, 1992):

$$G = \rho v_{\text{máx}} = \frac{\rho v A_{\text{fr}}}{A_{\text{ff}}} = \frac{\dot{m}}{A_{\text{ff}}} = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{\text{fr}}}, \quad (4.9)$$

onde:

- A_{fr} é a área frontal do trocador de calor;
- A_{ff} é a área mínima de escoamento livre na seção frontal, e
- σ é a razão entre a área mínima de escoamento e a área frontal, um parâmetro fornecido junto aos gráficos.

As Figuras 4.4 e 4.5 apresentam as relações do fator de Colburn e do fator de atrito (f) em função de Reynolds para um determinado arranjo de tubos aletados. As curvas foram obtidas por Kays e London (1984), pesquisadores que já publicaram este tipo de resultado para diversos arranjos de trocadores aletados.

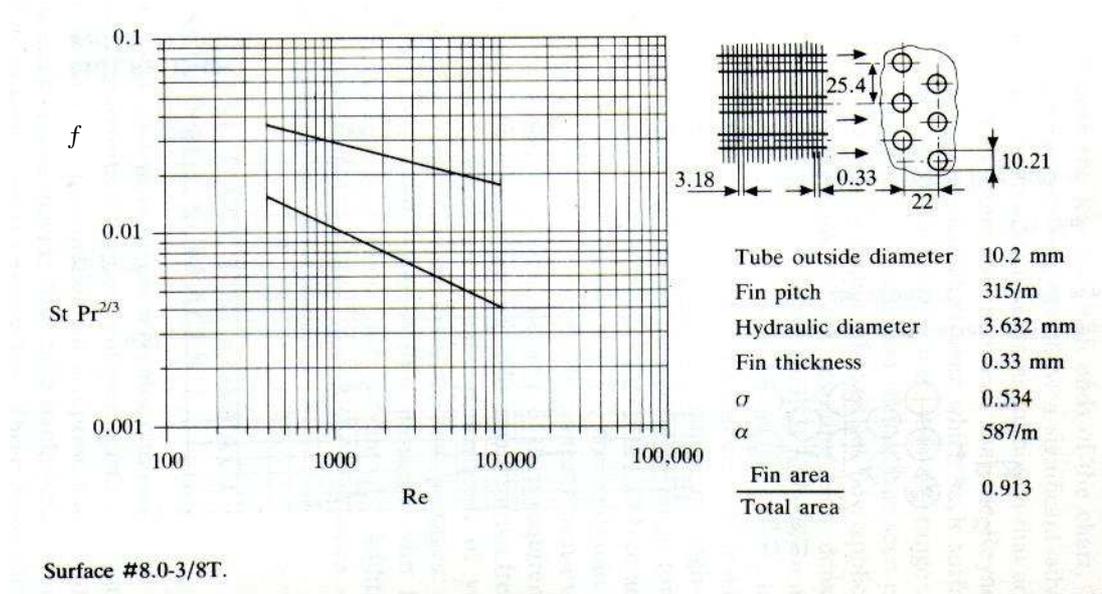


Figura 4.4 – Correlações obtidas para trocador de aleta plana (Kays e London, 1984).

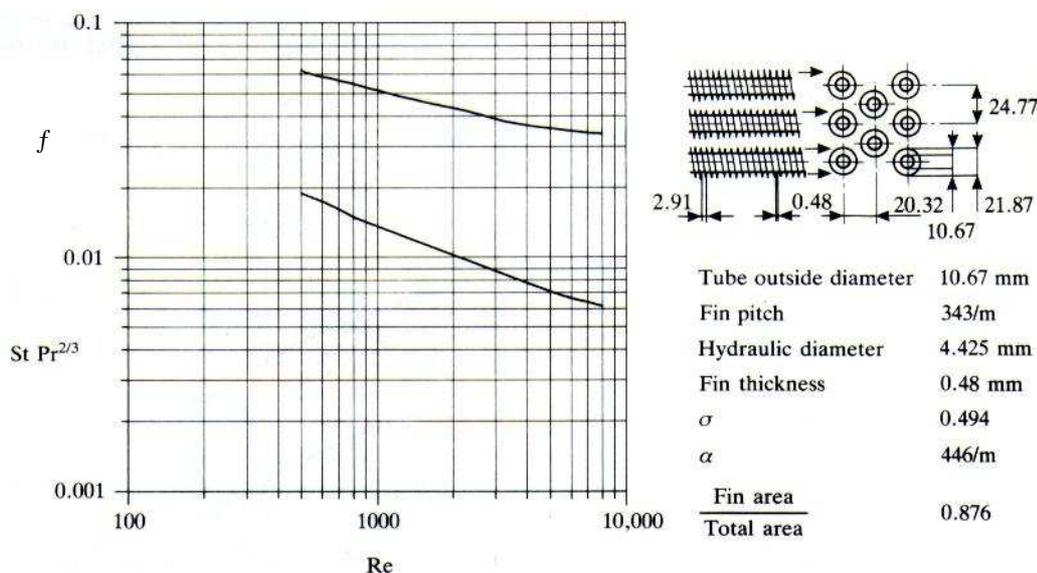


Figura 4.5 – Correlações obtidas para trocador de aleta anular (Kays e London, 1984).

Pode-se notar, nas Figuras 4.4 e 4.5, a presença de vários outros parâmetros dimensionais que são úteis para o projeto e dimensionamento de trocadores de calor. Esses parâmetros são:

- i) diâmetro externo do tubo (D_e);
- ii) passo de aletas (p);
- iii) diâmetro hidráulico (D_h), utilizado no levantamento do número de Reynolds, o diâmetro hidráulico é calculado pela seguinte expressão:

$$2D_h = \frac{4A_{ff}L}{At}, \tag{4.10}$$

onde L é o comprimento do tubo;

- iv) espessura das aletas (t);
- v) razão entre a área mínima de escoamento e a área frontal, (σ);
- vi) razão entre a área superficial de transferência de calor pelo volume ocupado (α);
- vii) Razão entre a área superficial das aletas pela área total, (A_f/A_t).

O levantamento do fator de Colburn define a eficiência de troca térmica convectiva do trocador de calor, mas durante um projeto e escolha de uma configuração de tubos e aletas, dentre os diversos existentes, um maior coeficiente de convecção pode acarretar numa maior perda de carga do escoamento externo ao atravessar o trocador. Não necessariamente um miolo com maior coeficiente de atrito possui maior fator de Colburn, mas geralmente para obtenção de maiores fatores de Colburn, há maiores perdas de carga. É bom salientar que um maior fator de Colburn oferece maiores coeficientes convectivos de transferência de calor, como ilustra a Equação 4.11, que deriva da Equação 4.8, isolando-se h :

$$h = \frac{j_H G c_p}{Pr^{2/3}}. \quad (4.11)$$

A perda de carga de um escoamento através de um feixe de tubos aletados pode ser calculada pela Equação 4.12 (Incropera e de Witt, 1992):

$$\Delta P = \frac{G^2 v_e}{2} \left[(1 + \sigma)^2 \left(\frac{v_s}{v_e} - 1 \right) + f \frac{A_t}{A_{ff}} \frac{v_m}{v_e} \right], \quad (4.12)$$

onde v_e e v_s são os volumes específicos na entrada e na saída e $v_m = (v_e + v_s) / 2$.

Outro parâmetro utilizado para comparar a perda de carga de diferentes configurações é a “energia de atrito por unidade de área superficial”, (E) (Kays, 1993):

$$E = \frac{1}{2} \frac{\mu^3}{\rho^2} \left(\frac{1}{4r_h} \right)^3 Re^3 \phi_f. \quad (4.13)$$

Como já foi dito, existem diversas configurações de trocadores compactos, na escolha e dimensionamento dos trocadores no lado das aletas, pode-se alterar passo entre tubos, passo de aletas, espessura das aletas, geometria superficial das aletas e largura (dimensão no sentido do fluxo externo). Na escolha destes parâmetros, é preciso encontrar a melhor relação $h/\Delta P$. Nos trocadores de

superfícies compactas, os engenheiros da área têm se esforçado muito na busca de aletas de geometria que aumentem a relação $h/\Delta P$. Esta busca tem gerado diversas configurações de aletas; as principais variações são:

- aletas planas;
- aletas com ondas senoidais;
- aletas com ondas triangulares; e
- aletas recortadas.

A Figura 4.6 apresenta os três primeiros tipos de aletas.

As ondas triangulares ou senoidais, introduzidas nas aletas aumentam a transferência convectiva de calor.

Para fluxos de líquidos, a introdução de dispositivos que aumentem a turbulência do fluxo, resulta em aumento da transferência de calor sem excessivo aumento da perda de carga. Nos gases, a introdução de dispositivos promotores de turbulência aumentam significativamente a perda de carga, que é crítica nos gases. Em um fluxo gasoso turbulento, a maior parcela de resistência de transferência de calor está na sub-camada limite e os promotores de turbulência não afetam significativamente a sub-camada. Uma superfície rugosa, diminui a espessura da sub-camada e uma superfície completamente rugosa destrói a sub-camada limite. As ondulações nas aletas têm esta finalidade, fazendo o fluxo mudar de direção constantemente.

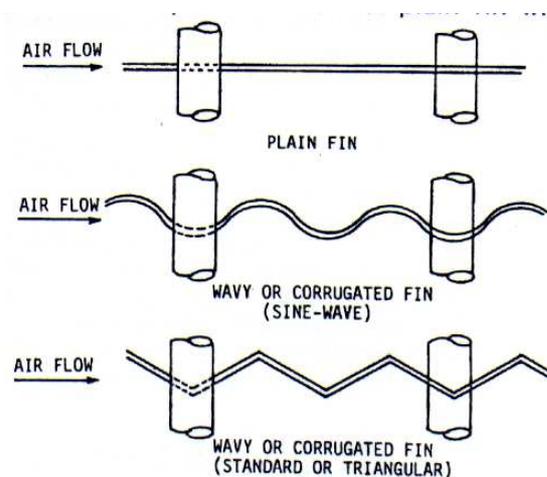


Figura 4.6 – Comparação de várias aletas (Kakaç *et al.*, 1988).

Outra técnica utilizada para interromper o crescimento da camada limite, são os recortes feitos na superfície das aletas. A Figura 4.7 apresenta uma aleta recortada. Neste caso, o fluxo se torna misturado, as correntes do fluxo de um lado da aleta interrompem as correntes do lado oposto, formando uma certa quantidade de vórtices e forçando a formar uma nova camada limite. Isto ocorre sucessivamente, diminuindo a espessura média da camada limite.

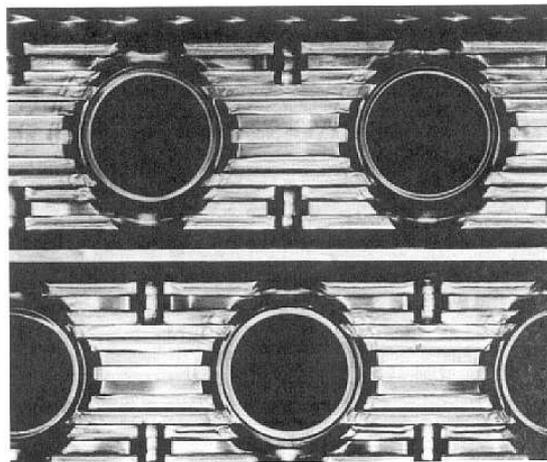


Figura 4.7 – Aleta recortada (Kakaç, 1991).

As aletas existentes, geralmente de alumínio, combinam todas essas características e é muito comum encontrá-las com ondulações e recortes. Análises de diversas configurações de trocadores compactos de diferentes arranjos de tubos e diferentes geometrias de aletas têm sido realizadas por muitos pesquisadores. A maior parte das publicações apresentam correlações para trocadores secos. A Equação 4.14 é uma correlação apresentada por McQuiston (Kakaç, 1991) para trocadores de quatro fileiras com aletas planas. Esta equação derivou-se de dados existentes na literatura como os apresentados na Tabela 4.1.

$$j_{4\text{-row}} = 0,0014 + 0,2618 \text{Re} D_e^{-0,4} \left(\frac{At}{Ab} \right). \quad (4.14)$$

Tabela 4.1 – Dados experimentais para trocadores de quatro fileiras (Kakaç, 1991).

D_e , mm	Aletas/m	t , mm	S_T/D	S_L/D	Referência
10,2	315	0,33	2,49	2,16	Kays e London
17,2	305	0,40	2,22	2,58	Kays e London
10,4	157, 551	0,16	1,69	1,95	McQuiston and Tree
13,3	115-811	0,15	2,39	2,07	Rich
9,96	157-551	0,15	2,21	2,55	McQuiston

Outro exemplo de expressão para o fator de Colburn para o mesmo banco de dados da Tabela 4.1 é a Equação 4.15 de Gray e Webb (Kakaç, 1991):

$$j_{4\text{-row}} = 0,14 \text{Re}^{-0,328} \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{-0,502} \left(\frac{p}{D_e} \right)^{0,0312}, \quad (4.15)$$

onde S_L e S_T são espaçamentos entre tubos, longitudinal e transversal.

Para trocadores com número de fileiras maiores que quatro, podem-se utilizar equações com o mesmo formato. Para trocadores com número de fileiras menor que quatro, segundo Gray e Webb, o fator de Colburn deve ser corrigido através de expressões com o formato da Equação 4.16 para trocadores como os apresentados na Tabela 4.1.

$$\frac{j_N}{j_{4\text{-row}}} = 0,9920 \left[2,24 \text{Re}^{-0,092} \left(\frac{N}{4} \right)^{-0,031} \right]^{0,607(4-N)}, \quad (4.16)$$

onde N é o número de fileiras.

Estudos realizados com aletas recortadas ainda estão um pouco escassos na literatura. Recentemente, Wang *et al.* (1999) desenvolveram correlações gerais para determinação do fator de Colburn, j , e do fator de atrito, f , de aletas recortadas. Utilizam 49 trocadores no desenvolvimento das correlações com seis diferentes tipos de aletas recortadas (ou ventiladas) e variações em diversos parâmetros. Algumas das aletas estudadas possuem muitas semelhanças com a aleta do trocador

estudado no presente trabalho, salvo detalhes na geometria dos recortes. Como resultados, a correlação da transferência de calor pode descrever 95,5% dos fatores de Colburn dentre 15% de incerteza. A correlação do fator de atrito apresenta 90,8% dos dados de teste entre 15% de incerteza.

Na sequência, Wang *et al.* (2000) desenvolveram correlações para determinação do fator de Colburn, j , e do fator de atrito, f , de duas das aletas recortadas estudadas anteriormente sob condições molhadas. Onde o trocador de calor resfria e desumidifica o ar, fluido externo, condições semelhantes às usuais em condicionadores de ar. Como resultados, as correlações para o fator de Colburn e para o fator de atrito, descrevem 80,5 e 85,3% dos dados experimentais dentro da faixa de $\pm 10\%$ de tolerância.

4.1.4 Resistência térmica de contato

Para trocadores com aletas contínuas onde são fixadas através da expansão dos tubos, há descontinuidade térmica entre o tubo e o colar da aleta, causando uma resistência ao fluxo de calor entre os fluidos interno e externo. Comparada à resistência térmica global, a resistência térmica de contato pode representar de 5% a 50%. Esta faixa varia com diferentes aplicações e diferentes fabricantes que aplicam diferentes tolerâncias de processos de fabricação.

Por causa desta grande variação que pode-se encontrar na resistência térmica de contato, há muita falta de informações e métodos de projetos publicados. Uma das poucas correlações disponíveis na literatura que não requer informações do processo, está apresentada pela Equação 4.17. A correlação foi obtida por Wood *et al.* (Kakaç *et al.*, 1988), usando dados experimentais de 31 trocadores obtidos por Eckels.

$$h_c = \exp \left\{ 6,092 + 2,889 \left[1 \cdot f_{pi} \left(\frac{D_e}{D_c} \right)^{0,75} (t \cdot f_{pi})^{1,25} \right] \right\}, \quad (4.17)$$

onde:

- h_c é a condutância térmica de contato;
- t é a espessura da parede do tubo;
- D_c é o diâmetro externo do colar;
- f_{pi} é o número de aletas por polegada;
- D_e é o diâmetro externo do tubo; e

$$l = \frac{D_e + 2t - D_h}{2}. \quad (4.18)$$

Para a correlação 4.17, 50% dos pontos de ensaio apresentaram 20% de incerteza. A condutância térmica de contato média obtida nos ensaios é de 2500 Btu/(h.ft².°F) [14195,6 W/m²K], podendo ser utilizada em casos onde a resistência de contato não possa ser levantada experimentalmente ou pela correlação, por falta de informações necessárias.

4.1.5 Trocadores de calor com superfícies molhadas

Em algumas aplicações de trocadores compactos, como evaporadores de sistemas de condicionamento de ar e de refrigeradores domésticos *frost-free*, as aletas podem ficar em temperaturas mais baixas que a temperatura de orvalho do ar, que neste caso é o fluido externo. Assim, haveria condensação de parte do vapor d'água contido no ar na superfície externa de troca de calor. O trocador, neste caso, opera sob condições de resfriamento e desumidificação. Dependendo de variações de temperatura do fluido interno, somente parte do trocador pode ficar molhado.

A presença de água na superfície afeta a transferência de calor de três maneiras (Kakaç, 1991):

- A água condensada aumenta a transferência de calor convectiva do ar à superfície das aletas. Este aumento se dá, devido a água condensada formar irregularidade na superfície lisa da aleta;

- A presença de um filme de água na superfície da aleta acrescenta outra resistência térmica à condução de calor;
- Devido a condensação de vapor d'água do ar das aletas influenciar no calor trocado, a diferença de concentração de vapor é também um potencial motriz para a transferência de calor.

Embasando-se neste último item, um enfoque diferente pode ser usado em análises de trocadores molhados. Threkeld (1970) define o coeficiente global de transferência de calor em termos de uma diferença de entalpia, ao invés de diferença de temperatura. A diferença média de entalpia é calculada a partir da diferença de entalpia média logarítmica, definida pela Equação 4.19.

$$\Delta i_m = \frac{(i_e - i_e^s) - (i_s - i_s^s)}{\ln\left(\frac{i_e - i_e^s}{i_s - i_s^s}\right)}, \quad (4.19)$$

onde i_e e i_s são, respectivamente, as entalpias do ar de entrada e saída do trocador e i_e^s e i_s^s são, respectivamente as entalpias fictícias do ar saturado a temperatura do refrigerante de entrada e de saída. A diferença de entalpia média logarítmica foi deduzida para contra-corrente pura e é restrita para os casos onde a mudança de temperatura do refrigerante é pequena, ideal para trocadores pequenos com pequena perda de carga. Mas a Equação 4.19 é ainda precisa para trocadores tubo-aletados de corrente cruzada.

A taxa de transferência de calor (\dot{q}_{ev}) pode ser obtida pela Equação 4.20.

$$\dot{q}_{ev} = U_{ev} A_t \Delta i_m, \quad (4.20)$$

onde U_{ev} é o coeficiente global de transferência de calor para trocadores de calor tubo-aletados operando sob condições de resfriamento e desumidificação e é expressado em $W / m^2 (kg/J)$ ou $kg / m^2 s$. Threkeld (1970) deduziu o coeficiente global para um trocador tubo-aletado molhado pela Equação 4.21, desprezando a resistência térmica à condução na parede do tubo:

$$U_{ev} = \frac{1}{R_i + R_f + R_e} = \frac{1}{\frac{b_r A_e}{A_i h_i} + \frac{b_{w,m}(1 - \phi_f)}{h_e (A_{p,o} / A_f + \phi_f)} + \frac{b_{w,m}}{h_e}}, \quad (4.21)$$

onde

- b_r [J / kg K] é definido por:

$$b_r = \frac{i_t^s - i_r^s}{t_t - t_r}, \quad (4.22)$$

onde i_t^s e i_r^s são as entalpias do ar saturado nas temperaturas do tubo (t_t) e do refrigerante (t_r);

- $b_{w,m}$ é o coeficiente angular da relação $i^s = a + bt^s$ para a pressão atmosférica local e temperatura média do filme d'água [J / kg K].
- ϕ_f é a eficiência da aleta sob condições de resfriamento e desumidificação; e
- h_e é o coeficiente de transferência de calor por convecção para uma superfície úmida [W / m² K].

4.2 Modelos propostos para o evaporador

Nota-se na revisão bibliográfica, que o método mais utilizado para projeto e modelagem de trocadores compactos, utiliza diversos parâmetros de difícil obtenção. A configuração de tubos e aletas que pretende-se modelar constitui de tubos circulares com aletas contínuas corrugadas e recortadas, onde os recortes possuem uma geometria singular. Para esta configuração, não há correlação para obtenção do fator de Colburn na literatura e não há maneira de obtê-la sem o desenvolvimento de uma bancada apropriada. No caso de ter de usar uma correlação obtida para uma configuração parecida, geram-se incertezas nos resultados que já são da ordem de 15%.

O método analítico depende ainda de correlações empíricas para obtenção da resistência térmica de contato e do coeficiente de convecção para o fluido interno; correlações para cálculo deste último são apresentadas em Kakaç *et al.* (1988) e possuem incertezas da ordem de 20% quando comparada aos dados experimentais.

Este cenário motiva a trabalhar no desenvolvimento de correlações retiradas da análise do evaporador operando no sistema de condicionamento de ar a ser modelado, já que existia a possibilidade de utilizar um calorímetro psicrométrico¹ para a realização dos ensaios. O objetivo é desenvolver modelos ainda relativamente precisos e mais simples de serem obtidos e aplicados.

O objetivo dos modelos é o mesmo relatado por Cecchini e Marchal (1991). Os modelos não descrevem fenômenos e operações detalhadas no evaporador, mas caracteriza-o com um número reduzido de dados experimentais. Os modelos devem ser utilizados em códigos numéricos que integram os componentes de ciclos de compressão a vapor. Os códigos numéricos podem ser utilizados para obter tabelas de performance de sistemas de condicionamento de ar, investigar a influência do tamanho ou características de componentes (compressor, capilar, trocadores, etc.) e serem integrados com programas de simulação térmica de ambientes.

Os modelos desenvolvidos baseiam-se no enfoque proposto por Threkeld (1970) em análises de trocadores molhados, sendo utilizados dois métodos de modelagem, que serão apresentados a seguir. O modelo semi-empírico (item 4.2.2) teve como ponto de partida o trabalho de Corrêa *et al.* (1998) que utiliza as Equações 4.36, 4.38, 4.49 e 4.50 para modelar o evaporador e o condensador de um condicionador de ar. Corrêa *et al.* (1998) obtém $U_{ev}A_t$ e $U_{cd}A_t$ para as condições nominais declaradas pelo fabricante e utiliza-os como constantes para outras condições de temperatura.

Os modelos propostos neste trabalho foram desenvolvidos através da análise de um condicionador de ar doméstico do mercado nacional de capacidade de refrigeração nominal igual a 10000Btu/h, que utiliza como fluido refrigerante o HCFC-22.

4.2.1 Modelo empírico para o evaporador

Com o objetivo de desenvolver um modelo mais simples e ainda preciso, foram realizados 47 ensaios em um condicionador de ar doméstico. O objetivo é o desenvolvimento de uma correlação empírica, capaz de prever o desempenho do evaporador em qualquer condição de operação.

O modelo desenvolvido necessita de no mínimo 5 características de desempenho, retiradas de ensaios experimentais, para determinar o estado do ar de insuflamento, vazão de ar de insuflamento e capacidade de refrigeração.

Após dezenas de ensaios sob diversas condições ambientes, encontrou-se uma interessante correlação empírica que relaciona a entalpia do ar de entrada no evaporador, $i_{int,e}$, a entalpia do ar do ambiente externo, $i_{ext,e}$, e a entalpia do ar saturado à temperatura de evaporação, $i_{a,te}^s$, para obter a entalpia do ar de saída do evaporador, $i_{int,s}$, através de uma regressão polinomial. A vazão de ar, $\dot{V}_{a,int}$ (m³/h), é obtida por regressão linear na mesma relação. A correlação foi inspirada na definição da efetividade.

A efetividade (ε) de um evaporador é a razão entre a taxa real de transferência de calor e a taxa máxima possível de transferência de calor.

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}_{ev}}{\dot{q}_{max}} \quad (4.23)$$

Precisa-se definir então, a taxa máxima possível de transferência de calor (\dot{q}_{max}). Interiormente aos tubos, o fluido de trabalho é o refrigerante HCFC-22 em evaporação, portanto a temperatura é constante ao longo do trocador nas condições de projeto. O fluido externo é o ar úmido, como geralmente a temperatura dos tubos

¹ Câmaras de ensaio utilizadas para análises de desempenho de sistemas de condicionamento de ar, cuja descrição detalhada encontra-se no Capítulo 2.

e das aletas é menor que a temperatura de orvalho do ar, há condensação de vapor d'água nos tubos e aletas do evaporador. A Figura 4.1 apresenta o tipo de evaporador ensaiado, com seus principais componentes e fluxos cruzados.

São características deste tipo de trocador de calor conter:

- geralmente, de uma a quatro fileiras de tubos;
- aletas de alumínio de espessura reduzida;
- pequeno espaçamento entre aletas (1,2 a 4mm);
- aletas de geometria variada (aletas planas, onduladas, com ou sem recortes);
- alta densidade de tubos;
- tubos aletados internamente;
- tubos dispostos de um modo a formar um ou mais circuitos;
- como a temperatura de evaporação normalmente utilizada é baixa, de 6 a 12°C em condições de projeto, ocorre condensação de vapor d'água, contido no ar úmido do ambiente refrigerado, na superfície das aletas.

Os balanços de energia realizados a seguir estão sujeitos às seguintes hipóteses:

- O trocador de calor, em regime permanente, está isolado de seu ambiente e a troca de calor ocorre exclusivamente entre os fluidos quente e frio;
- A condução de calor na direção axial dos tubos é desprezível;
- As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis.

Se \dot{q}_{ev} for a taxa total de transferência de calor entre os fluidos, a aplicação de um balanço de energia do lado do ar úmido, fornece:

$$\dot{q}_{ev} = \dot{m}_{a,int} (i_{int,s} - i_{int,e}) \quad (4.24)$$

e do lado do refrigerante:

$$\dot{q}_{ev} = \dot{m}_r (i_{r,s} - i_{r,e}). \quad (4.25)$$

Estudando o lado do ar, a máxima taxa de transferência de calor ocorreria se o ar úmido tivesse sua temperatura decrescida até a temperatura da superfície dos tubos, chamada aqui de temperatura de evaporação (T_{ev}), e ainda no estado de saturação. Então:

$$\dot{q}_{max} = \dot{m}_{a,int} (i_{int,e} - i_{a,te}^s), \quad (4.26)$$

onde $i_{a,te}^s$ é a entalpia do ar saturado na temperatura de evaporação. Portanto,

$$\varepsilon = \frac{(i_{int,e} - i_{int,s})}{(i_{int,e} - i_{a,te}^s)} \quad (4.27)$$

e

$$\dot{q}_{ev} = \varepsilon \dot{m}_{a,int} (i_{int,e} - i_{a,te}^s). \quad (4.28)$$

Utilizando-se de alguns conceitos envolvidos nas Equações 4.24-4.28, construiu-se um outro fator, chamado de entalpia característica (i^*), definida pela

Equação 4.29. A entalpia característica é medida em ensaios experimentais e deve ser usada como dado de entrada para cálculo da entalpia de saída do evaporador. Com poucos pontos de ensaio é possível obter, para quaisquer condições ambientes, a taxa de transferência de calor, a vazão de ar e o estado psicrométrico do ar de insuflamento. É necessária a obtenção de cinco parâmetros durante os ensaios: $i_{int,e}$, $i_{int,s}$, T_{ev} , $i_{ext,e}$, $\dot{V}_{a,int}$, onde T_{ev} é a temperatura de evaporação e $\dot{V}_{a,int}$ a vazão volumétrica de ar de insuflamento. A entalpia do ar de saída do evaporador é calculada pela regressão linear pela relação apresentada na Figura 4.8, que apresenta dados obtidos na análise de um condicionador de ar doméstico.

Para a elaboração do modelo, as seguintes hipóteses foram consideradas:

- operação em regime permanente;
- perda de carga por atrito internamente aos tubos é desprezada;

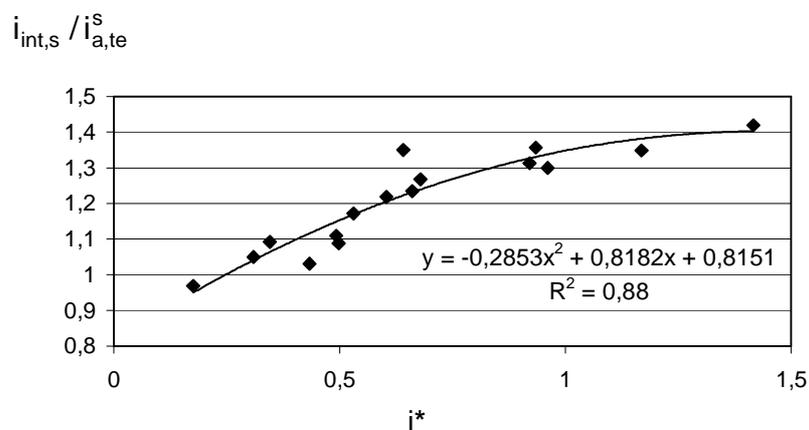


Figura 4.8 – Correlação para cálculo da entalpia do ar de saída do evaporador.

A entalpia característica, i^* , é definida da seguinte forma:

$$i^* = \frac{(i_{int,e} - i_{a,te}^s)}{(i_{ext,e} - i_{a,te}^s)} \quad (4.29)$$

Os fatores que influenciam na quantidade de calor trocado no evaporador são: estados do refrigerante e do ar de entrada do evaporador e vazões de refrigerante e de ar. Este novo parâmetro apresentado, considera as influências do estados dos fluidos pela diferença de entalpias do numerador. A inclusão da entalpia do ar externo no denominador considera a influência que este parâmetro também possui sobre o estado do refrigerante na entrada do evaporador e sobre a vazão de refrigerante, pois, a variação da temperatura externa varia a pressão de condensação e conseqüentemente varia a vazão de refrigerante no sistema. A vazão de ar é conhecida e será utilizada para cálculo da taxa total de transferência de calor, portanto não precisa ser considerada neste parâmetro.

A correlação apresentada na Figura 4.8 mostrou-se consistente matematicamente, como mostra as seguintes colocações:

- um acréscimo da entalpia do ar de entrada, além de influenciar diretamente na entalpia do ar de saída, causa um acréscimo na eficiência de troca térmica no evaporador, mesmo aumentando também a temperatura de evaporação;
- um acréscimo da temperatura do ar externo aumentando a entalpia do ar externo causa acréscimo da temperatura de evaporação, prejudicando a eficiência de troca térmica no evaporador e diminuindo a entalpia do ar de saída;
- uma mudança de componente, por exemplo, tubo capilar, pode aumentar ou diminuir a temperatura de evaporação, alterando o valor da entalpia do ar saturado à temperatura de evaporação, pela correlação, a entalpia do ar de saída seria corretamente influenciada.

Os experimentos englobam uma grande faixa de valores para i^* , abrangendo a maioria das aplicações reais. Incluem-se situações em que:

- a entalpia do ar do ambiente refrigerado é maior que a entalpia do ar do ambiente externo, o que pode ocorrer, por exemplo, quando há uma grande carga térmica latente na sala;
- há remoção de umidade do ar do ambiente refrigerado; e

- não há remoção de umidade do ar do ambiente refrigerado.

A vazão mássica de ar de insuflamento pode ser considerada constante, mas para obtenção de menores erros na capacidade de refrigeração, a vazão volumétrica de ar de insuflamento também pode ser obtida como função de i^* . Isto é possível porque a entalpia característica representa a quantidade de calor trocado no evaporador e portanto a quantidade de calor latente trocado. A vazão volumétrica é inversamente proporcional à entalpia característica, porque quanto maior a troca latente, maior é quantidade de água que adere às superfícies das aletas, aumentando a resistência ao fluxo de ar que passa através das aletas e diminuindo a vazão de ar. A Figura 4.9 apresenta a relação com os dados obtidos na presente análise. Para o evaporador ensaiado, $a=-0,027$, $b=0,1485$ com coeficiente de correlação $R^2=0,77$.

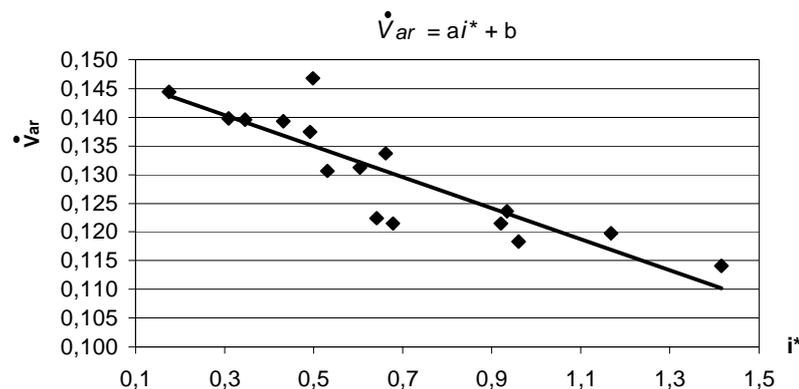


Figura 4.9 – Correlação para cálculo da vazão do ar de insuflamento.

Para casos em que haja necessidade de sua obtenção, a temperatura de insuflamento, $T_{int,s}$, deve ser obtida através do Fator de Calor Sensível, FCS, função de FCS'. Por definição, o FCS é a razão da carga térmica sensível pela carga térmica total. Aplicado no condicionador de ar, o FCS é a razão da capacidade de refrigeração sensível pela capacidade de refrigeração total (sensível mais latente). Nos mesmos ensaios utilizados para retirar a correlação para a obtenção da entalpia do ar de saída do evaporador, deve-se retirar as correlações para vazão de ar e

FCS. O FCS' diferencia-se do FCS pela substituição da temperatura de saída do evaporador no numerador da Equação 4.30 pela temperatura de evaporação, que seria a mínima temperatura atingível pelo ar de saída. O FCS e o FCS' são definidos pelas Equações 4.30 e 4.31, respectivamente.

$$\text{FCS} = \frac{c_p (T_{\text{int,e}} - T_{\text{int,s}})}{(i_{\text{int,e}} - i_{\text{int,s}})} \quad (4.30)$$

Onde:

- c_p é o calor específico do ar;
- $T_{\text{int,e}}$ é a temperatura do ar de entrada no evaporador;
- $T_{\text{int,s}}$ é a temperatura do ar de saída do evaporador.

$$\text{FCS}' = \frac{c_p (T_{\text{int,e}} - T_{\text{ev}})}{(i_{\text{int,e}} - i_{\text{int,s}})} \quad (4.31)$$

A Figura 4.10 apresenta a relação com os dados obtidos na presente análise. Para o evaporador ensaiado, $a=0,9659$ e $b=-0,1632$, com coeficiente de correlação $R^2=0,988$.

O FCS' pode ser calculado facilmente com os dados de entrada (dados disponíveis) e através dele, tira-se a correlação para calcular o FCS, e então pode-se calcular a temperatura do ar de saída do evaporador e definir o estado psicrométrico do ar úmido de insuflamento.

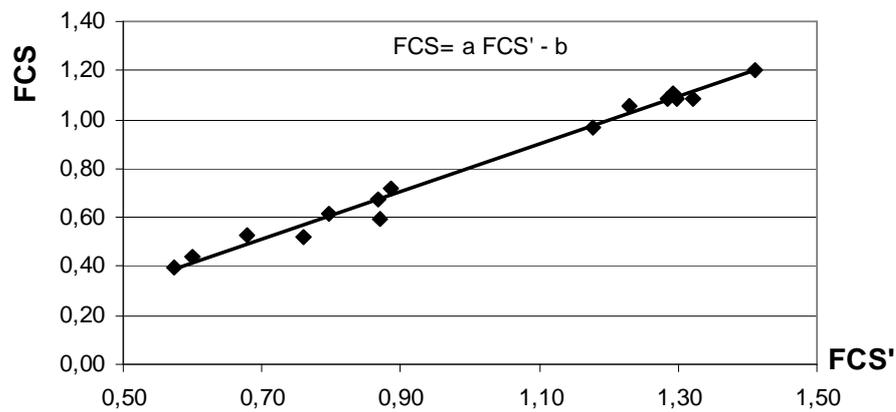


Figura 4.10 – Correlação para cálculo do Fator de Calor Sensível.

Um evaporador ideal teria $a=1$ e $b=0$.

4.2.1.1 Resultados do modelo empírico para o evaporador

A precisão do modelo é satisfatória, apesar de não prever detalhadamente os fenômenos envolvidos em um evaporador.

A Figura 4.11 apresenta os erros relativos entre a taxa de transferência de calor no evaporador medida e prevista pelo modelo em 47 pontos de ensaio. A maioria dos pontos de ensaio estão entre 5% de erro relativo à taxa de transferência de calor medida.

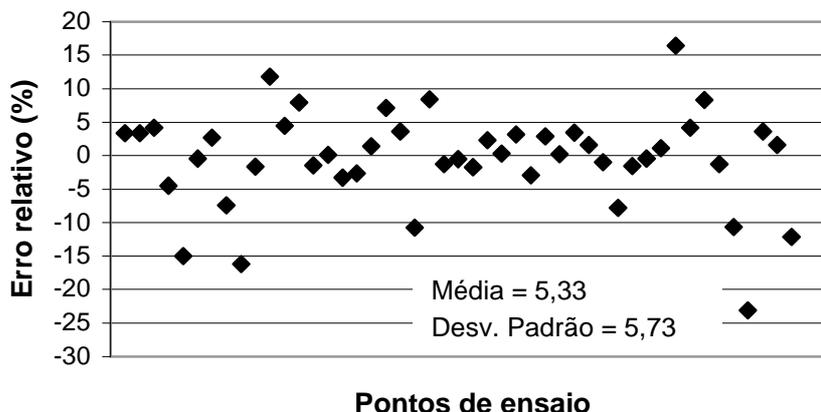


Figure 4.11 – Erros relativos para cálculo da taxa de transferência de calor.

A Figura 4.11 mostra que os resultados obtidos através das correlações das Figuras 4.8, 4.9 e 4.10 são precisos quando se mantém as mesmas características do condicionador de ar ensaiado e modelado. A seguir será verificada a influência da modificação do tubo capilar na exatidão dos resultados obtidos pelo modelo.

Como o modelo para o evaporador foi obtido em um condicionador de ar e possui como dado de entrada a temperatura do ambiente externo que considera influências do condensador, o modelo de evaporador apresentado não é totalmente independente. Portanto, deve ser utilizado, principalmente, para a modelagem do próprio condicionador de ar ensaiado, o que é o objetivo final do presente trabalho. Mas, a possibilidade de efetuar uma mudança no comprimento do capilar, no programa com os componentes do ciclo integrados, é interessante. Portanto, a independência do modelo do evaporador em relação aos outros componentes do condicionador de ar foi verificada. Foram feitos ensaios com tubos capilares de diferentes comprimentos, variando-se a vazão 10% e 20% abaixo e 10% e 20% acima da nominal. A carga de gás foi reajustada para cada caso, com superaquecimento de 5°C na condição normalizada de ensaio. Os erros relativos entre a taxa de transferência de calor no evaporador medida e prevista pelo modelo ficaram maiores, mas ainda satisfatórios, como apresentados na Figura 4.12, onde 53,19% dos pontos estão dentro da faixa de 10% de erro e 85,1% dos pontos na faixa de 20% de erro. Para os mesmos pontos de ensaio, a Figura 4.13 apresenta

os erros relativos entre as temperaturas do ar de saída do evaporador calculadas e medidas e a Figura 4.14 mostra os erros relativos entre as vazões de ar de saída do evaporador calculadas e medidas.

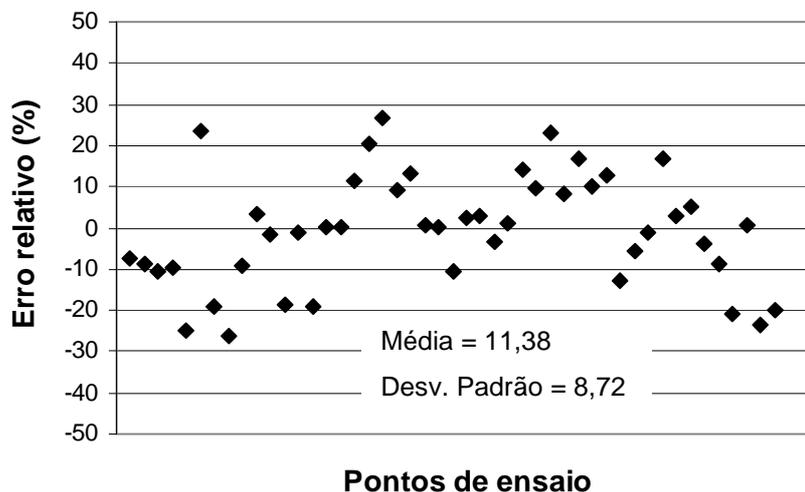


Figura 4.12 – Erro relativo para cálculo da taxa de transferência de calor no evaporador.

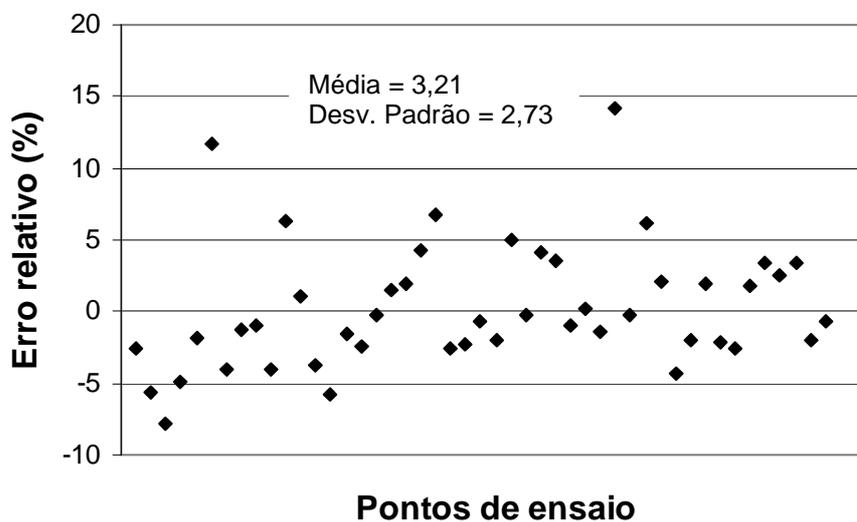


Figura 4.13 – Erro relativo para cálculo da temperatura de insuflamento.

Notou-se que variando a vazão de refrigerante (variando o tubo capilar), não há tendência que possa ser corrigida para reduzir os erros. Apenas houve aumento

da dispersão dos pontos, causando os erros apresentados nas Figuras 4.12, 4.13 e 4.14.

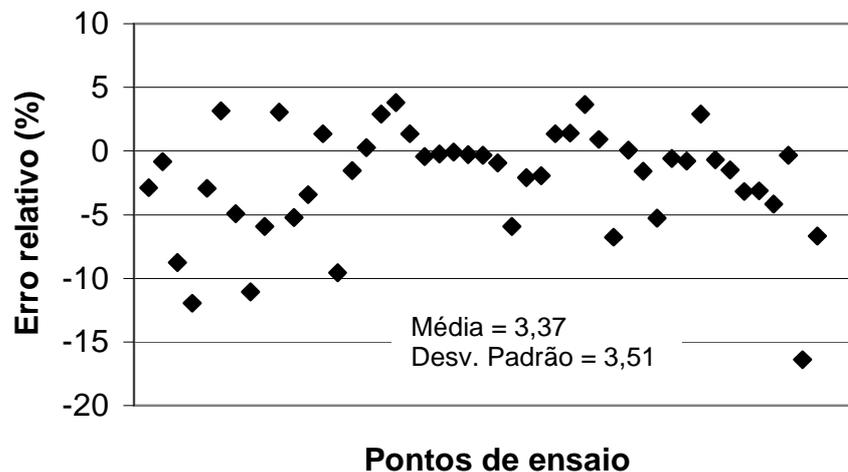


Figura 4.14 – Erro relativo para cálculo da vazão volumétrica de ar.

Considera-se que a correlação apresentada possui precisão satisfatória, pois, há grande variação da condição de transferência de calor no evaporador. Conforme as condições ambientes, a superfície externa de troca de calor pode ficar inteiramente seca, parcialmente molhada ou totalmente molhada, variando muito o Fator de Calor Sensível. Além disto, o número de parâmetros de entrada para o modelo é reduzido. Nota-se que os maiores erros encontrados para cálculo da taxa de transferência de calor no evaporador ocorrem em casos em que a temperatura de orvalho do ar de entrada do evaporador é menor ou muito próxima à temperatura de evaporação.

4.2.2 Modelo semi-empírico para o evaporador

Utilizando-se agora, com mais ênfase, o enfoque proposto por Threkeld (1970) que define o coeficiente global de transferência de calor em termos de uma

diferença de entalpia, definida pela Equação 4.19, desenvolveu-se o modelo semi-empírico: com pequenas aproximações, a taxa de transferência de calor (\dot{q}_{ev}) pode ser obtida pela Equação 4.20. Deste modo, a efetividade do evaporador pode ser expressa pela Equação 4.32, mantendo o conceito da Equação 4.23.

$$\varepsilon = \frac{U_{ev} A_t \Delta i_m}{\dot{m}_a (i_{int,e} - i_{a,te}^s)} \quad (4.32)$$

Substituindo Δi_m pela sua definição apresentada na Equação 4.19 e considerando iguais as entalpias fictícias do ar saturado a temperatura do refrigerante de entrada e de saída, tem-se:

$$\varepsilon = \frac{U_{ev} A_t [(i_{int,e} - i_{a,te}^s) - (i_{int,s} - i_{a,te}^s)]}{\ln \left[\frac{(i_{int,e} - i_{a,te}^s)}{(i_{int,s} - i_{a,te}^s)} \right] \dot{m}_a (i_{int,e} - i_{a,te}^s)}, \quad (4.33)$$

onde

$$\varepsilon = \frac{(i_{int,e} - i_{int,s})}{(i_{int,e} - i_{a,te}^s)}, \quad (4.34)$$

portanto, substituindo a Equação 4.34 na Equação 4.33:

$$\frac{U_{ev} A_t}{\ln \left[\frac{(i_{int,e} - i_{a,te}^s)}{(i_{int,s} - i_{a,te}^s)} \right] \dot{m}_a} = 1 \therefore \frac{U_{ev} A_t}{\dot{m}_a} = \ln \left[\frac{(i_{int,e} - i_{a,te}^s)}{(i_{int,s} - i_{a,te}^s)} \right] \therefore \frac{(i_{int,e} - i_{a,te}^s)}{(i_{int,s} - i_{a,te}^s)} = \exp \left[\frac{U_{ev} A_t}{\dot{m}_a} \right] \quad (4.35)$$

onde

$$1 - \varepsilon = \frac{(i_{\text{int},s} - i_{\text{a,te}}^s)}{(i_{\text{int},e} - i_{\text{a,te}}^s)}, \quad (4.36)$$

portanto:

$$\frac{1}{(1 - \varepsilon)} = \exp\left[\frac{U_{\text{ev}} A_t}{\dot{m}_a}\right], \quad (4.37)$$

logo, define-se a efetividade pela Equação 4.38, que será usada na modelagem:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{-U_{\text{ev}} A_t}{\dot{m}_a}\right]. \quad (4.38)$$

Substituindo a Equação 4.36 na Equação 4.38, obtém-se:

$$\frac{(i_{\text{int},s} - i_{\text{a,te}}^s)}{(i_{\text{int},e} - i_{\text{a,te}}^s)} = \exp\left[\frac{-U_{\text{ev}} A_t}{\dot{m}_a}\right], \quad (4.39)$$

portanto:

$$U_{\text{ev}} A_t = -\dot{m}_a \ln\left[\frac{(i_{\text{int},s} - i_{\text{a,te}}^s)}{(i_{\text{int},e} - i_{\text{a,te}}^s)}\right]. \quad (4.40)$$

O termo $U_{ev}A_t$ da Equação 4.40 pode ser obtido experimentalmente, definindo o modelo que necessita de no mínimo 3 características de desempenho, retiradas de ensaios experimentais, para calcular a taxa de transferência de calor no evaporador. É necessária a obtenção de 4 parâmetros durante os ensaios: $i_{int,e}$, $i_{int,s}$, T_{ev} , $\dot{V}_{a,int}$. Obtidos estes parâmetros, pode-se então, calcular o termo $U_{ev}A_t$ pela Equação 4.40 para os pontos de ensaios realizados. Em seguida, pode-se calcular a efetividade do evaporador pela Equação 4.38 e a taxa de transferência de calor pela Equação 4.41.

O valor de $U_{ev}A_t$ médio obtido dos ensaios pode ser utilizado para prever o desempenho do evaporador; este método foi utilizado por Corrêa *et al.* (1998). Com o objetivo de reduzir os erros da capacidade total calculada pelo modelo, correlacionou-se o termo $U_{ev}A_t$ com a entalpia do ar de entrada do evaporador, um dado de entrada para o modelo, assim, os erros da taxa de transferência de calor calculada pelo modelo foram reduzidos em mais de 50%. A correlação obtida está apresentada na Figura 4.15. A análise foi realizada na mesma amostra de condicionador de ar utilizada no modelo empírico.

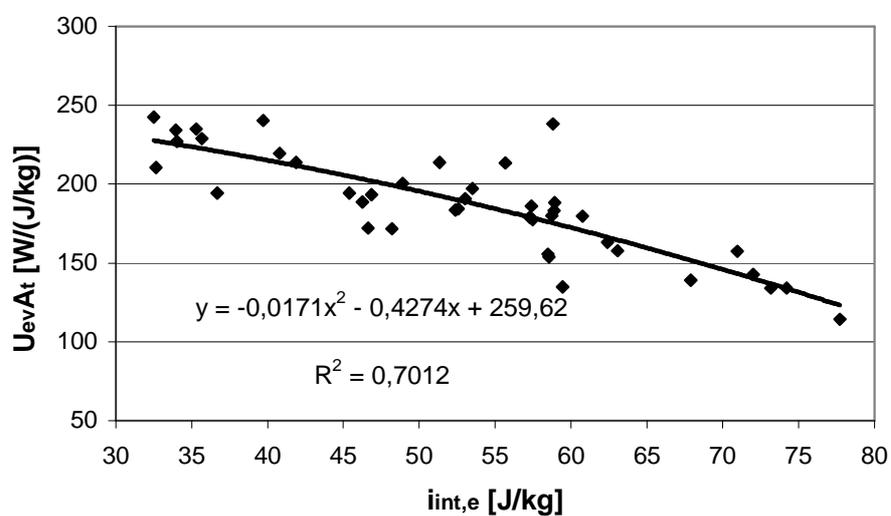


Figura 4.15 – Correlação para obtenção de $U_{ev}A_t$.

O modelo foi analisado sobre os mesmos pontos de ensaios do modelo empírico. Como já foi dito, são ensaios em um condicionador de ar com diferentes

tubos capilares e sobre uma grande faixa de condições ambientais. Em 41 dos 49 pontos de ensaio, houve condensação de vapor d'água no evaporador. A correlação apresentada na Figura 4.15 utiliza estes 41 pontos. Para os pontos em que não há troca de calor latente, o valor de $U_{ev}A_t$, na maioria destes pontos, é superestimado por causa da menor diferença das entalpias de entrada e saída do evaporador nestes casos, causando erros de até 40% no $U_{ev}A_t$. Mas como a entalpia de entrada é relativamente baixa nestes casos, onde o ar possui baixa umidade, o modelo calcula valores da taxa de transferência de calor no evaporador mais baixos que o real na ordem de 10% de erro. Nestes casos, em que a temperatura de orvalho do ar de entrada é menor que a temperatura de evaporação, os erros podem ser corrigidos sistematicamente para minimizá-los. Na presente análise estes erros foram corrigidos sistematicamente.

Após a obtenção da correlação para alguns pontos de ensaio, pode-se obter aproximadamente, o valor de $U_{ev}A_t$ para quaisquer condições ambientes e calcular a efetividade do evaporador através da Equação 4.38. A taxa de transferência de calor pode, então, ser calculada pela Equação 4.41.

$$\dot{q}_{ev} = \varepsilon \dot{m}_a (i_{int,e} - i_{a,te}^s). \quad (4.41)$$

A vazão de ar utilizada para cálculo da taxa de transferência de calor foi a vazão média medida nos ensaios, mas pode-se utilizar o mesmo método do modelo empírico para reduzir erros. O estado do ar de insuflamento pode ser determinado pelo modelo proposto pela correlação da Figura 4.10.

A Figura 4.16 apresenta os erros relativos entre a taxa de transferência de calor medida e prevista pelo modelo em 49 pontos de ensaio, onde 95,92% dos pontos estão dentro da faixa de 10% de erro. Se fosse utilizado um $U_{ev}A_t$ médio, 51,02% dos pontos estariam dentro da faixa de 10% de erro e 85,7% dos pontos estariam dentro da faixa de 20% de erro. Resultados muito similares aos obtidos com o uso do modelo empírico.

Informações sobre estes pontos de ensaios estão mostradas no Apêndice D, Tabela D.1.

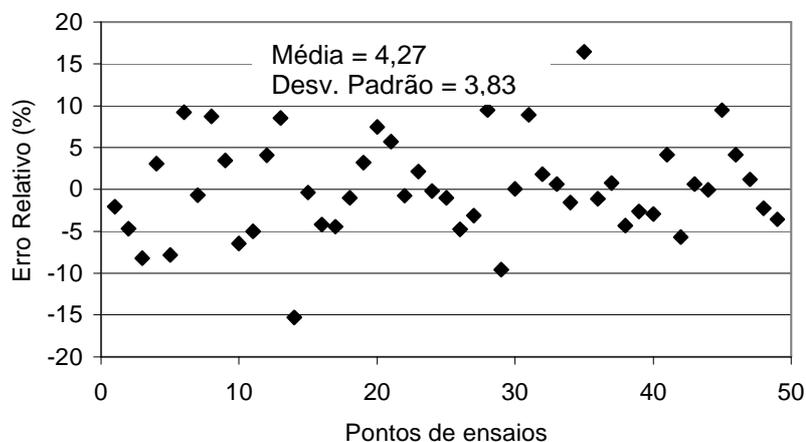


Figura 4.16 – Erro relativo para cálculo da taxa de transferência de calor no evaporador.

O evaporador modelado possui a área total de troca de calor igual a 5,85 metros quadrados. Portanto, podem-se obter os valores do coeficiente global obtidos em todos os pontos de ensaio dividindo os valores de $U_{ev}A_t$ da Figura 4.15 pela área total de troca de calor. A Figura 4.17 apresenta os resultados:

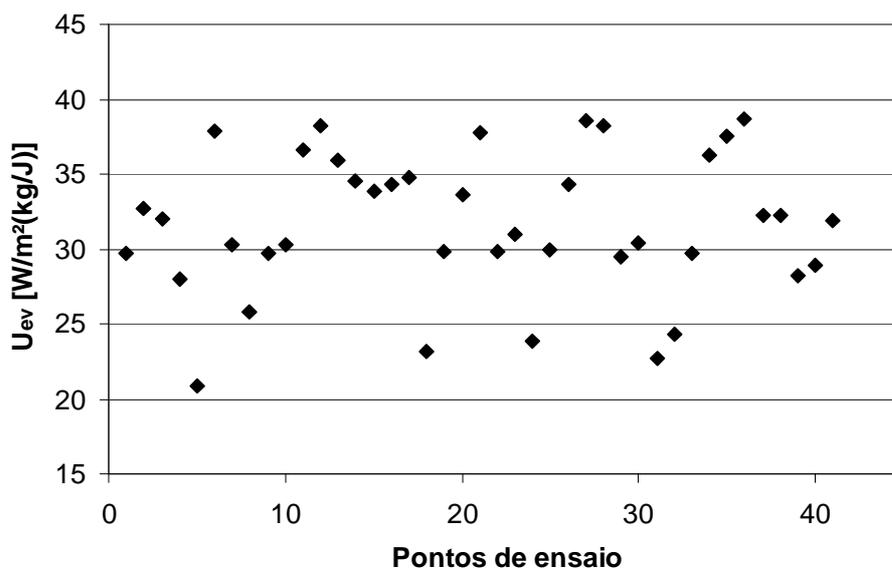


Figura 4.17 – Valores encontrados para o coeficiente global de transferência de calor no evaporador.

4.3 Modelos para o condensador

O condensador do condicionador de ar estudado possui as mesmas características construtivas do evaporador. Sua capacidade de troca térmica geralmente é maior que a do evaporador, pois o refrigerante precisa dissipar a energia recebida no evaporador e no compressor. A Equação 4.42 apresenta o balanço de energia no refrigerante sobre o ciclo da Figura 1.2, isolando o calor cedido no compressor:

$$\dot{q}_{cd} = \dot{m}_r(i_6 - i_8) = \dot{m}_r(i_2 - i_9) + \dot{m}_r(i_6 - i_2). \quad (4.42)$$

A modelagem matemática do condensador também é uma tarefa difícil de ser executada e necessita do mesmo método de análise do evaporador, porém, não há condensação de vapor d'água do ar úmido na superfície das aletas, o que facilita um pouco.

Do mesmo modo que o evaporador, tem-se o objetivo de desenvolver um modelo empírico e um semi-empírico, consistentes matematicamente, capaz de prever o desempenho do condensador em qualquer condição de operação. Os ensaios que visam pesquisar as correlações empíricas para o condensador são realizados simultaneamente com os do evaporador, portanto poucos ensaios em calorímetro apropriado são suficientes para as modelagens tanto do evaporador quanto do condensador.

Os modelos do condensador também não descrevem fenômenos e operações detalhadas, mas caracterizam-no com um número reduzido de dados experimentais. Os modelos devem ser utilizados em códigos numéricos que integram os componentes de ciclos de compressão mecânica a vapor.

4.3.1 Modelo empírico para o condensador

Após 34 ensaios sob diversas condições ambientes, encontraram-se e analisaram-se algumas correlações empíricas capazes de modelar o condensador. A correlação em que mais se obteve sucesso, relaciona a temperatura do ar de entrada no condensador, $T_{ext,e}$, a temperatura do ar do ambiente interno, $T_{int,e}$, e a temperatura de condensação, T_{cd} , para obter a temperatura do ar de saída do condensador, $T_{ext,s}$, através de uma regressão polinomial.

A correlação foi inspirada na correlação obtida para o evaporador. No condensador, interiormente aos tubos, o fluido de trabalho é o refrigerante HCFC-22 em condensação, conseqüentemente ao longo de quase todo o trocador, o refrigerante flui à temperatura constante. O fluido externo é o ar úmido.

Os balanços de energia realizados a seguir estão sujeitos às seguintes hipóteses:

- O trocador de calor está isolado de seu ambiente e a troca de calor ocorre exclusivamente entre os fluidos quente e frio;
- A condução de calor na direção axial dos tubos é desprezível;
- As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis.

Se \dot{q}_{cd} for a taxa total de transferência de calor entre os fluidos, a aplicação de um balanço de energia do lado do ar úmido, fornece:

$$\dot{q}_{cd} = \dot{m}_{a,ext} c_{pu} (T_{ext,s} - T_{ext,e}), \quad (4.43)$$

e do lado do refrigerante:

$$\dot{q}_{cd} = \dot{m}_r (i_{r,s} - i_{r,e}). \quad (4.44)$$

Estudando o lado do ar, a máxima taxa de transferência de calor ocorreria se o ar úmido tivesse sua temperatura acrescida até a temperatura da superfície dos tubos, chamada aqui de temperatura de condensação (T_{cd}). Então:

$$\dot{q}_{max} = \dot{m}_{a,ext} c_{pu} (T_{cd} - T_{ext,e}). \quad (4.45)$$

A efetividade seria definida pela expressão 4.46:

$$\varepsilon = \frac{(T_{ext,s} - T_{ext,e})}{(T_{cd} - T_{ext,e})} \quad (4.46)$$

e

$$\dot{q}_{cd} = \varepsilon \dot{m}_{a,ext} c_{pu} (T_{cd} - T_{ext,e}). \quad (4.47)$$

Com poucos pontos de ensaio é possível obter, para quaisquer condições ambientes, o calor cedido no condensador e o estado psicrométrico do ar de saída. É necessária a obtenção de cinco parâmetros durante os ensaios: $T_{ext,e}$, $T_{ext,s}$, T_{cd} , $T_{int,e}$ e $\dot{V}_{a,ext}$, onde T_{cd} é a temperatura de condensação e $\dot{V}_{a,ext}$ a vazão volumétrica de ar úmido que atravessa o condensador. A temperatura do ar de saída do condensador é obtida de uma regressão não linear pela relação apresentada na Figura 4.18, que contém dados obtidos na análise de um condicionador de ar doméstico.

Para a elaboração do modelo, as seguintes hipóteses são consideradas:

- operação em regime permanente;
- perda de carga por atrito internamente aos tubos é desprezada;

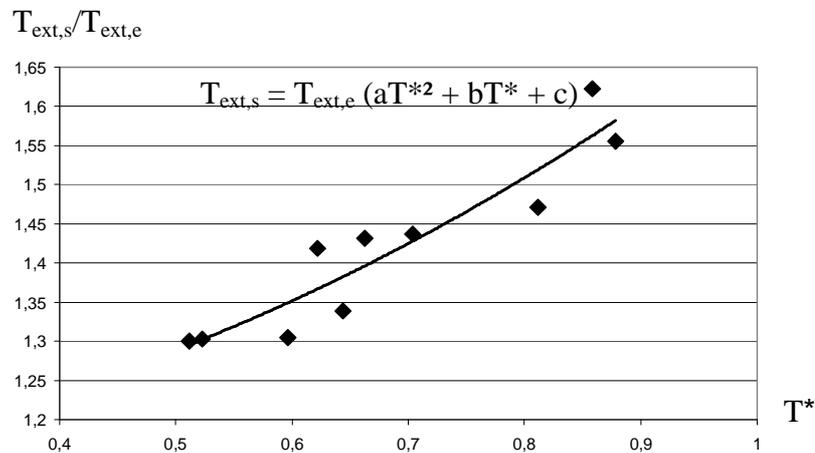


Figura 4.18 - Correlação para a temperatura do ar de saída do condensador.

A temperatura característica, T^* , apresentada na Figura 4.18, é definida da seguinte forma:

$$T^* = \frac{(T_{cd} - T_{ext,e})}{(T_{cd} - T_{int,e})} \quad (4.48)$$

Para o condensador ensaiado, encontrou-se $a=0,52943$, $b=0,0447$ e $c=1,1341$ com um coeficiente de correlação $R^2=0,868$, para a equação mostrada na Figura 4.18.

Uma análise análoga ao evaporador pode ser feita, os fatores que influenciam na quantidade de calor trocado no condensador são: estados do refrigerante e temperatura do ar ao entrarem no condensador e vazões de refrigerante e de ar. Este novo parâmetro apresentado para análise de um condensador, considera as influências dos estados dos fluidos pela diferença de temperatura do numerador. A inclusão da temperatura do ar interno no denominador considera a influência que

este parâmetro também possui sobre o estado do refrigerante na entrada do condensador e sobre a vazão de refrigerante, pois, a variação da temperatura interna varia a pressão de evaporação e conseqüentemente varia a vazão de refrigerante no sistema.

A correlação apresentada é fisicamente consistente, considerando os seguintes fatores:

- um acréscimo da temperatura do ar do ambiente interno ($T_{int,e}$), causa um acréscimo na temperatura de condensação. Acréscimos na temperatura de condensação aumentam a diferença de temperatura entre fluidos, aumentando a troca térmica e aumentando $T_{ext,s}$. A correlação corresponde a tendência citada.
- um acréscimo da temperatura do ar de entrada do condensador diminui a diferença de temperatura entre fluidos, prejudicando a eficiência de troca no condensador, mesmo causando também um acréscimo na temperatura de condensação.

Os experimentos englobam uma grande faixa de valores para T^* , abrangendo toda a faixa de aplicações domésticas. Considerou-se uma variação para a temperatura do ar de entrada do condensador de 20 a 45°C.

Após obtida a correlação, pode-se obter a temperatura do ar de saída do condensador. Considerando a vazão mássica de ar sendo constante no condensador, pode-se calcular a taxa total de transferência de calor no condensador pela Equação 4.43.

A Figura 4.19 apresenta os erros relativos entre a taxa total de transferência de calor medida e prevista pelo modelo em 34 pontos de ensaio, onde 79,41% dos pontos estão dentro da faixa de 10% de erro.

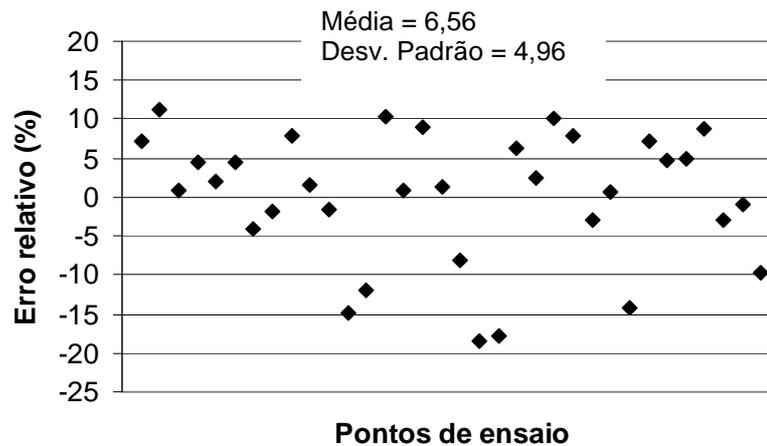


Figura 4.19 - Erro relativo para cálculo da taxa de transferência de calor no condensador.

4.3.2 Modelo semi-empírico para o condensador

De um modo similar ao modelo semi-empírico para o evaporador, deduz-se a efetividade do condensador como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}_{cd}}{\dot{q}_{m\acute{a}x}} = \frac{U_{cd} A_t \Delta T_{ln}}{C_{m\acute{i}n} (T_{cd} - T_{ext,e})}, \quad (4.49)$$

onde

$$\Delta T_{LN} = \frac{(T_{cd} - T_{ext,e}) - (T_{cd} - T_{ext,s})}{\ln \left[\frac{(T_{cd} - T_{ext,e})}{(T_{cd} - T_{ext,s})} \right]}, \quad (4.50)$$

logo, com um pouco de álgebra e utilizando-se a definição da Equação 4.46, faz-se:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{-U_{cd}A_t}{\dot{m}_a c_{p,a}}\right] \quad (4.51)$$

e

$$U_{cd}A_t = \dot{m}_a c_{p,a} \ln\left[\frac{T_{cd} - T_{ext,e}}{T_{cd} - T_{ext,s}}\right]. \quad (4.52)$$

O termo $U_{cd}A_t$ da Equação 4.52 deve ser obtido experimentalmente, com 3 características de desempenho pode-se calcular o $U_{cd}A_t$ médio no condensador. É necessária a obtenção de 4 parâmetros durante os ensaios: $T_{ext,e}$, $T_{ext,s}$, T_{cd} , $\dot{V}_{a,ext}$. Obtido $U_{cd}A_t$, pode-se calcular a efetividade do condensador pela Equação 4.51 e a taxa de transferência de calor pela Equação 4.53. A vazão mássica de ar medida durante os ensaios pode ser considerada constante na modelagem. A Figura 4.20 apresenta os valores de $U_{cd}A_t$ obtidos durante todos os ensaios. A área total de troca de calor do condensador é igual a 9,95 metros quadrados.

$$\dot{q}_{cd} = \varepsilon \dot{m}_a c_{p,a} (T_{cd} - T_{ext,e}) \quad (4.53)$$

A Figura 4.21 apresenta os erros relativos entre a taxa de transferência de calor medida e prevista pelo modelo em 33 pontos de ensaio, onde 90,9% dos pontos estão dentro da faixa de 10% de erro. Informações sobre estes pontos de ensaios estão mostradas no Apêndice D, Tabela D.2.

Os modelos apresentados para o condensador podem ser usados em condensadores resfriados a ar e em condições de regime permanente. Foi analisado um condensador tubo-aletado ar-refrigerante usado em um condicionador de ar doméstico, mas trabalhos futuros poderão ser realizados a fim de avaliar a aplicabilidade do modelo em demais tipos de sistemas.

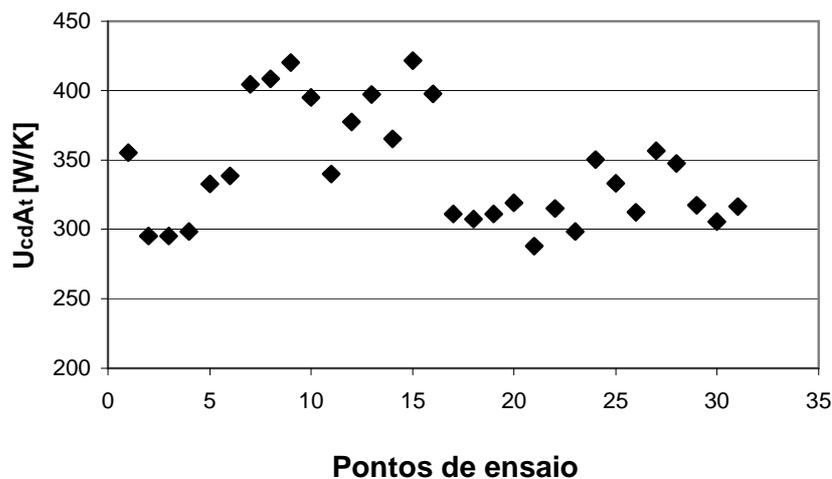


Figura 4.20 – Valores medidos de $U_{cd}A_t$.

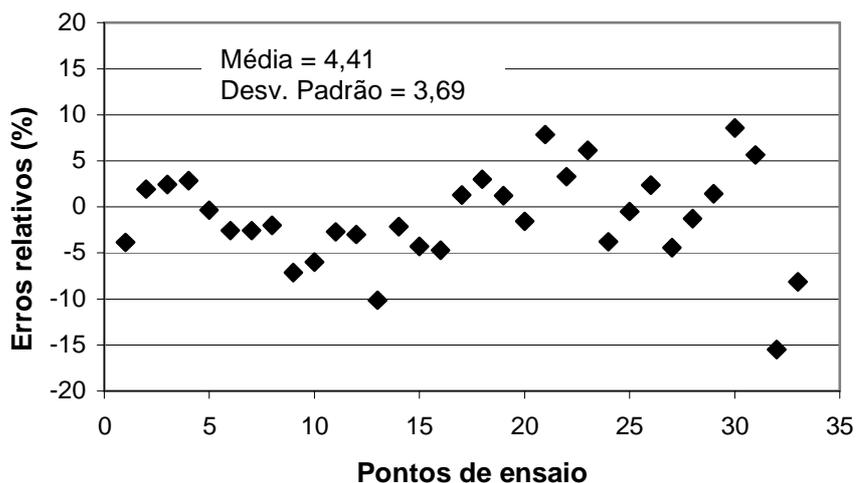


Figura 4.21 – Erro relativo entre a taxa de transferência de calor média e calculada no condensador.

4.4 Verificação dos modelos num segundo condicionador de ar

Todos os modelos apresentados no item 4.4 são aplicados a um condicionador de ar de 12000 Btu/h do mercado nacional para uma segunda avaliação. Foram obtidos 6 pontos de ensaio, retirando-se dados tanto do evaporador quanto do condensador. A seguir, estão apresentados as correlações e seus erros encontrados na modelagem.

4.4.1 Modelo empírico para o evaporador

Através dos seis pontos de ensaio, obtém-se a correlação apresentada na Figura 4.22. Os pontos de ensaio abrangem uma faixa de valores de entalpia característica mais estreita que na correlação obtida na Figura 4.8. Aconselha-se que os pontos abranjam uma faixa mais ampla como na Figura 4.8. Para verificação dos erros relativos encontrados dos valores calculados em relação aos valores medidos, apresentados na Figura 4.23, não há dificuldade, mas para casos em que o valor da entalpia característica é maior que 0,7, a correlação encontrada pode causar maiores erros devido à falta de pontos de ensaio.

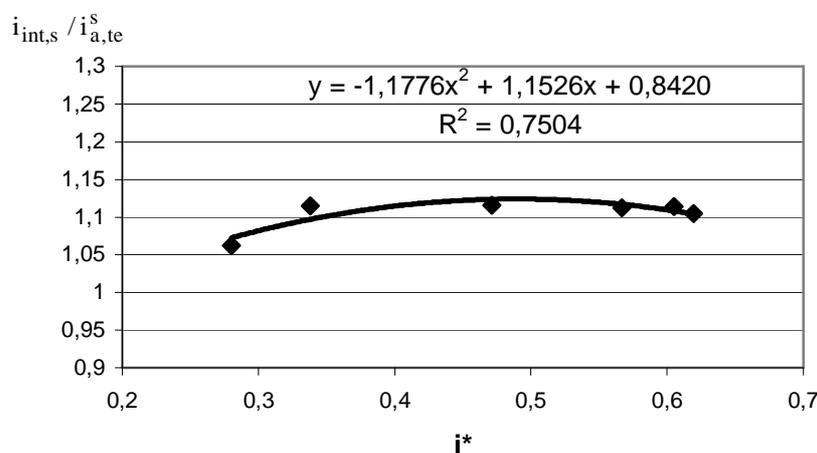


Figura 4.22 – Correlação para cálculo da entalpia do ar de saída do evaporador.

A Figura 4.23 apresenta os erros relativos entre os valores calculados e medidos da taxa de transferência de calor no evaporador, neste caso, a taxa de total de calor foi calculada com as vazões de ar obtidas experimentalmente.

A Figura 4.24 apresenta os erros relativos entre os valores calculados e medidos da taxa de transferência de calor no evaporador, mas utilizando a correlação obtida para cálculo da vazão de ar de insuflamento. Observa-se que a correlação da vazão de ar aumenta significativamente os erros. Todas as figuras anteriores, deste capítulo, que apresentam erros relativos para cálculo das taxas de transferência de calor nos trocadores de calor, utilizam resultados calculados com valores de vazão de ar obtidos com as correlações, portanto já englobam os erros para cálculo da vazão de ar através do trocador.

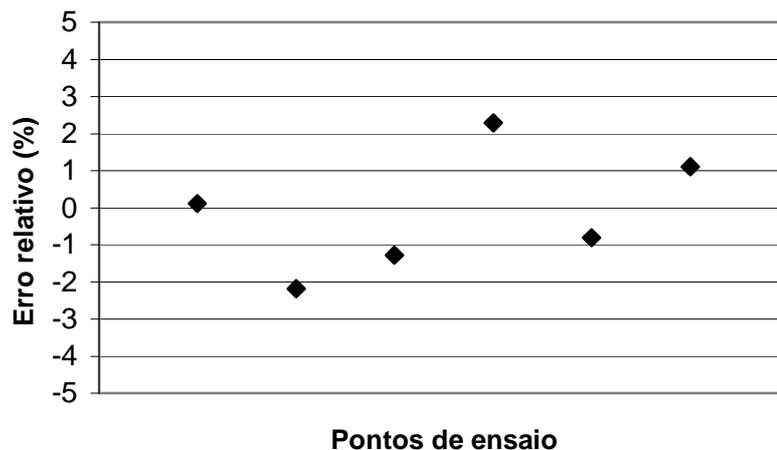


Figure 4.23 – Erros relativos para cálculo da taxa de transferência de calor no evaporador.

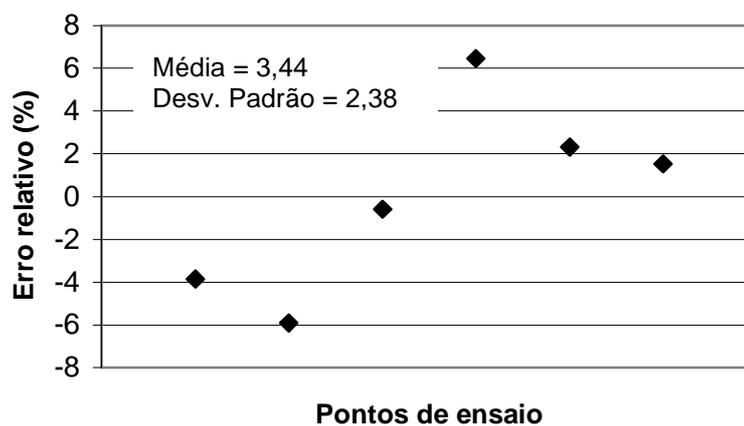


Figure 4.24 – Erros relativos para cálculo da taxa de transferência de calor no evaporador com o uso da correlação para cálculo da vazão de ar.

A Figura 4.25 apresenta a correlação encontrada para cálculo do fator de calor sensível aproximado que é utilizado para obtenção da temperatura do ar de saída do evaporador. Os erros são apresentados na Figura 4.26. Observa-se mais uma vez que a correlação é precisa.

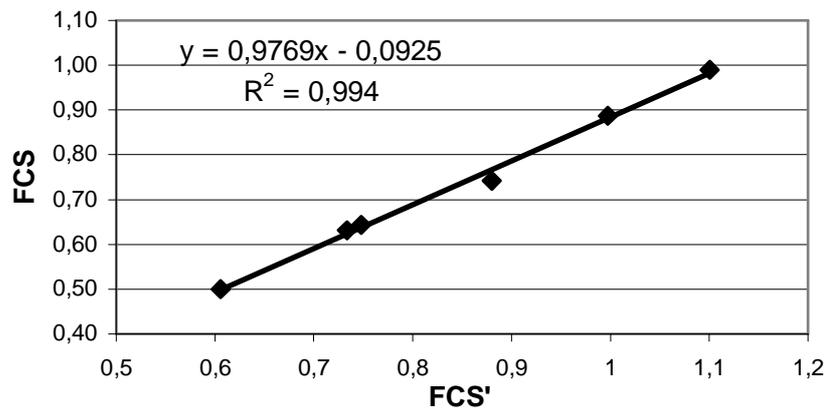


Figure 4.25 – Correlação obtida para cálculo do fator de calor sensível aproximado.

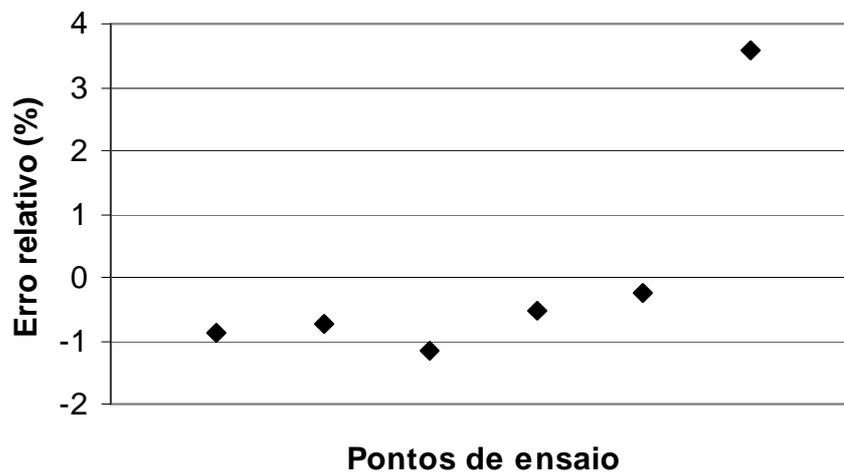


Figure 4.26 – Erro relativo para cálculo da temperatura de insuflamento.

4.4.2 Modelo semi-empírico para o evaporador

A Figura 4.27 apresenta a correlação para cálculo aproximado de $U_{ev}A_t$ do evaporador ensaiado. Através do cálculo deste parâmetro, como foi mostrado no item 4.2.2, pode-se calcular a efetividade do evaporador e a taxa total de transferência de calor com o uso da vazão mássica de ar média obtida nos ensaios. Os erros relativos entre valores calculados e medidos da taxa total de transferência

de calor no evaporador estão apresentados na Figura 4.28. A área total de troca de calor deste evaporador é de 9,80 metros quadrados. Os coeficientes globais de transferência de calor para superfícies úmidas calculados para o evaporador do condicionador de 12000Btu/h são de magnitude similares aos encontrados para o evaporador do 10000Btu/h.

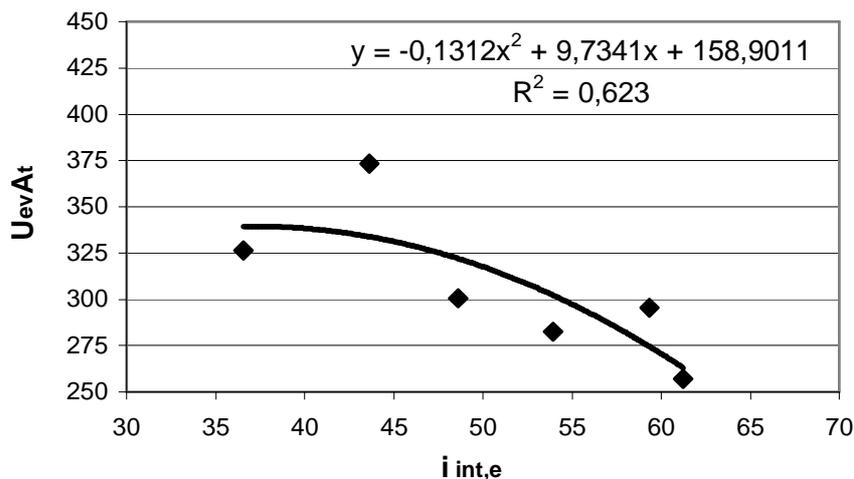


Figura 4.27 – Correlação para obtenção de $U_{ev}A_t$.

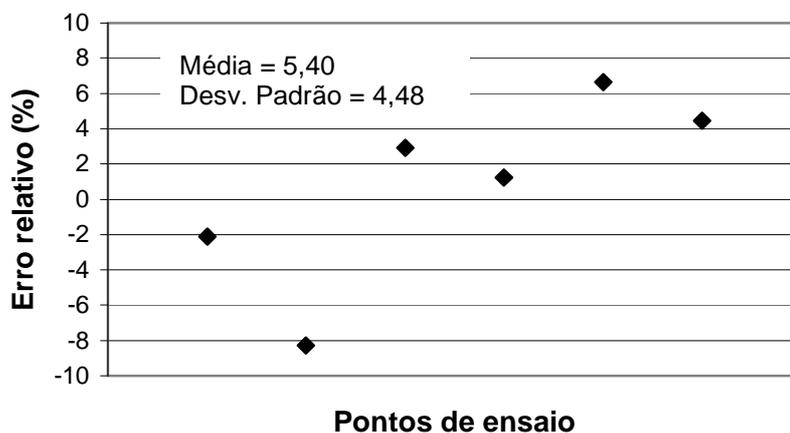


Figura 4.28 – Erros relativos para cálculo de $U_{ev}A_t$.

Para este condicionador de ar, o uso do modelo semi-empírico resulta maiores erros em relação ao modelo empírico.

4.4.3 Modelo empírico para o condensador

Para a aplicação do modelo empírico do condensador, retirou-se a correlação para cálculo da temperatura de saída do condensador como função da temperatura característica, apresentada na Figura 4.29. Através dela, pode-se calcular a taxa de transferência de calor no condensador com o uso da vazão mássica de ar média obtida nos ensaios. A Figura 4.30 apresenta os erros relativos da taxa calculada em relação à taxa medida. Nota-se que 100% dos pontos estão dentro da faixa de 10% de erro.

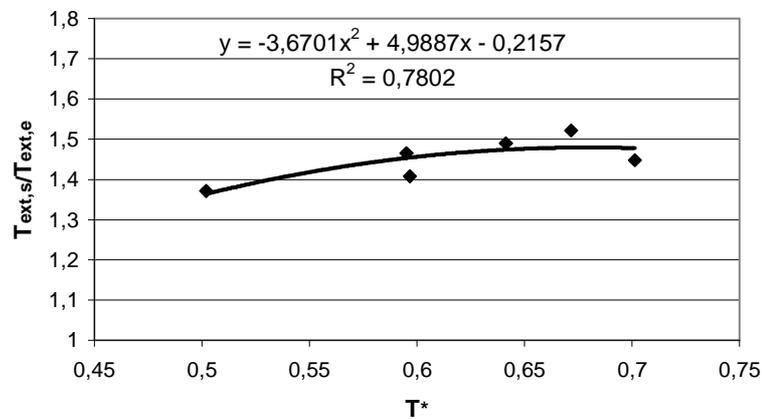


Figura 4.29 – Correlação para a temperatura do ar de saída do condensador.

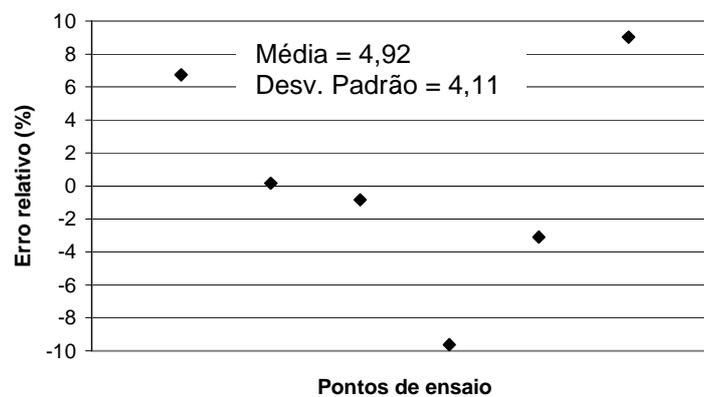


Figura 4.30 – Erros relativos para cálculo da taxa de transferência de calor no condensador.

4.4.4 Modelo semi-empírico para o condensador

A Figura 4.31 apresenta a correlação para cálculo aproximado de $U_{cd}A_t$ do condensador ensaiado. Este parâmetro é necessário para cálculo da efetividade e da taxa total de transferência de calor no condensador com o uso da vazão mássica de ar média obtida nos ensaios. Os erros relativos entre valores calculados e medidos da taxa total de transferência de calor no evaporador estão apresentados na Figura 4.32, onde 83,3% dos pontos estão dentro da faixa de 10% de erro, mas a média dos erros é ainda menor do que a encontrada no modelo empírico. O desempenho dos dois modelos são muito parecidos durante a modelagem deste condensador.

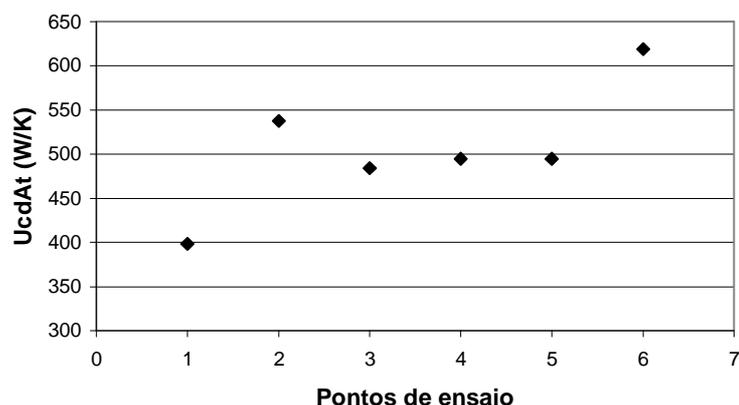


Figura 4.31 – Valores medidos de $U_{cd}A_t$.

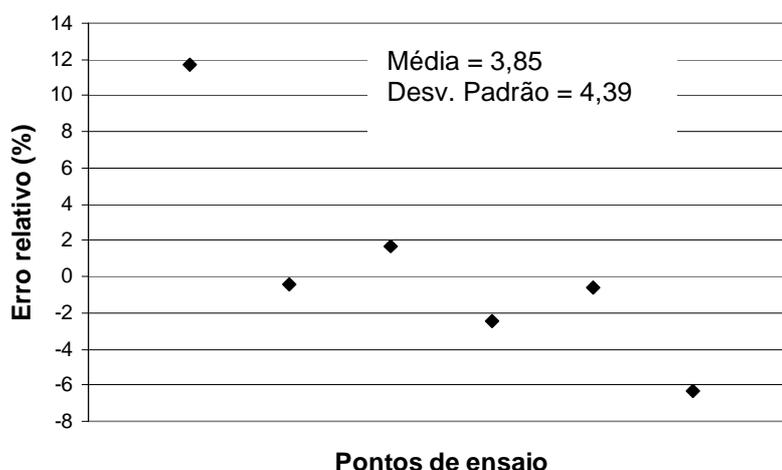


Figura 4.32 – Erro relativo entre a taxa de transferência de calor média e calculada no condensador.

A área total de troca de calor deste condensador é de 11,13 metros quadrados. Portanto, dividindo os valores de $U_{cd}A_t$ da Figura 4.31 pela área, calculam-se os valores de U_{cd} obtidos nos ensaios, mostrados na Figura 4.33. Os valores do coeficientes globais de transferências de calor encontrados para o condensador do 12000Btu/h são, em média, $10\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ maiores que os encontrados para o condensador do 10000Btu/h.

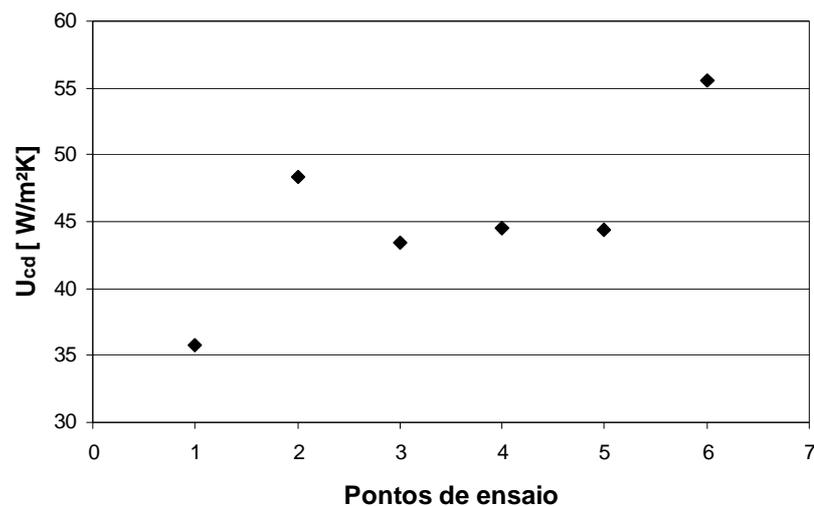


Figura 4.33 – Valores medidos de U_{cd} .

4.5 Discussões gerais

Foram aplicados dois métodos de modelagem tanto para o evaporador quanto para o condensador. Para o condicionador de ar de 10000Btu/h, os métodos semi-empíricos forneceram melhores resultados, quando comparados a dados experimentais. Já para o condicionador de ar de 12000Btu/h, os métodos empíricos forneceram melhores resultados. Sugere-se então compará-los em demais condicionadores de ar, pois, os dados de entrada dos modelos são praticamente os mesmos.

A vantagem dos métodos semi-empíricos é a de fornecer valores de parâmetros físicos que podem ser úteis ao usuário.

Os modelos apresentados podem ser usados em evaporadores e condensadores de sistemas de condicionamento de ar resfriados a ar e em condições de regime permanente. Foram analisados evaporadores tubo-aletados ar-refrigerante usado em condicionadores de ar domésticos, mas trabalhos futuros poderão ser realizados a fim de avaliar a aplicabilidade do modelo em demais tipos de sistemas.

O modelos apresentados reduzem muito o número de parâmetros para caracterizar um trocador de calor compacto, comparando-os com modelos matemáticos. A Figura 4.34 apresenta esquematicamente o condicionador ensaiado e que se faz desnecessário o desenvolvimento de alguns modelos: motor elétrico - ventilador radial (\dot{W}_v); transferência de calor entre os ambientes (\dot{q}_{amb}), pela divisão interna do aparelho; modelos de transferência de calor do fluido interno; condensação de vapor d'água nas aletas do evaporador; distribuição de velocidade do ar no trocador e distribuição de refrigerante nos diferentes circuitos dos trocadores de calor.

A energia fornecida ao ar refrigerado pelo ventilador radial (\dot{W}_v) que fornece a vazão de ar de insuflamento deve ser considerada em um modelo matemático.

A transferência de calor entre os ambientes (\dot{q}_{amb}) foi medida durante alguns ensaios experimentais através do uso de fluxímetros de calor (Güths et al., 1995). No condicionador de ar analisado, \dot{q}_{amb} pode ser desprezada. A medição de \dot{q}_{amb} foi realizada através de fluxímetros de calor posicionados na *Divisão interna* (Figura 4.34) de três condicionadores de ar do mercado nacional. Os resultados mostram que \dot{q}_{amb} é aproximadamente 0,5% da capacidade de refrigeração total do condicionador de ar.

Os modelos analisam somente o fluido externo do evaporador e do condensador. Além disto, dependem de ensaios executados em um condicionador de ar completo. Portanto, uma grande mudança em um outro componente, por

exemplo: na potência de compressão do compressor, pode causar erros nos modelos, caracterizando certa dependência em relação às características originais do condicionador de ar. Mas é bom lembrar que a dependência foi investigada com o uso de diferentes capilares e todos os erros apresentados englobam todos estes pontos de ensaio. Essas considerações são pertinentes aos modelos de evaporador e condensador que foram apresentados.

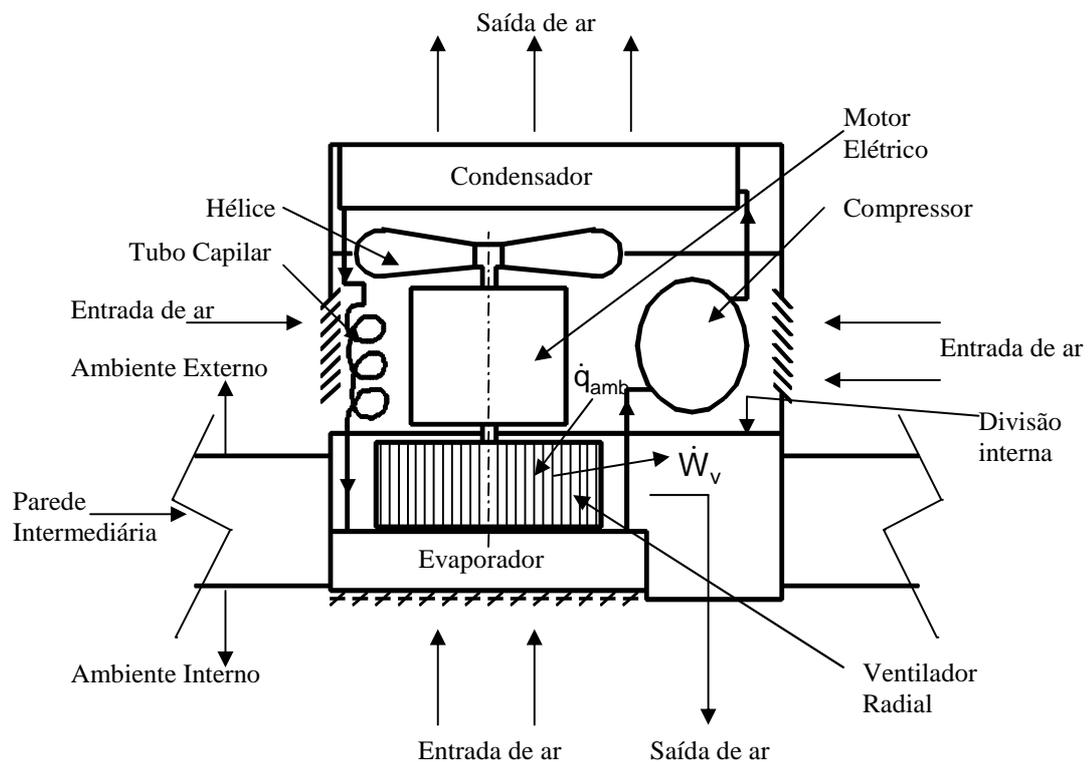


Figura 4.34 – Representação esquemática de um condicionador de ar doméstico.

5 MODELO DO TUBO CAPILAR

Dentro do ciclo de refrigeração, o tubo capilar recebe o refrigerante em alta pressão (pressão de condensação) proveniente do condensador e o entrega a baixa pressão (pressão de evaporação) ao evaporador, correspondendo aos pontos 8 e 9 da Figura 1.2. As funções do tubo capilar são:

- i) reduzir a pressão do refrigerante da alta para a baixa pressão, mantendo, juntamente com o compressor os dois níveis básicos de pressão do sistema; e
- ii) determinar, juntamente com o compressor, a vazão de refrigerante nas diversas condições de operação.

O projetista do sistema de refrigeração, deve dimensioná-lo escolhendo seu diâmetro e comprimento, de tal modo que execute suas funções da maneira desejada. Na maioria das aplicações, a faixa de diâmetros internos está entre 0,50 e 2,30 mm e o comprimento entre 400 e 5000 mm. Para determinar com precisão um capilar ideal em um sistema de refrigeração, o método mais recomendado é o de tentativas e erros com análises experimentais, mas métodos gráficos e analíticos podem ser usados para determinar aproximadamente um tubo capilar adequado para o sistema.

No Laboratório de Sistemas Térmicos (LST – www.pucpr.br/lst) da PUCPR, tem sido desenvolvido o Capiche (Mendes, 2001), um código numérico para simular tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos de sistemas de refrigeração que utilizam R-134a ou R-600a como fluidos refrigerantes.

Para a presente modelagem, este código foi adaptado ao adicionar funções para cálculos de propriedades termodinâmicas e termofísicas do R-22. Os resultados da vazão mássica foram ajustados através de dados experimentais de outros autores, validando o modelo. Estes ajustes foram feitos através do uso de

diferentes correlações para levantamento do fator de atrito e viscosidade existentes na literatura. A seguir serão apresentados uma breve descrição do modelo utilizado pelo Capiche e o trabalho realizado para a validação do modelo com R-22.

Como já foi dito, o tubo capilar tem a função de baixar a pressão do fluxo de refrigerante, isto se consegue pelo atrito nas paredes do tubo e pela aceleração do refrigerante que se vaporiza. A Figura 5.1 mostra como ocorre a queda de pressão do refrigerante ao longo de um tubo capilar. Logo na entrada, o fluxo de refrigerante sofre uma pequena queda de pressão devido à contração (região 1 – 2, Figura 5.1). Nas aplicações em condicionadores de ar, na sua maioria, o refrigerante adentra o capilar na fase líquida e desde a entrada tem sua pressão decrescida, por forças viscosas, até alcançar a pressão de saturação e formar as primeiras bolhas de vapor, este ponto é chamado de *flash point*. Na verdade, o que ocorre, é que o refrigerante ao alcançar a pressão igual a pressão de saturação, não alcança o estado de saturação, existindo uma região de baixa pressão abaixo da pressão de saturação onde não há equilíbrio termodinâmico (região 3). “Isto é devido ao fato que uma quantidade finita de energia é requerida para a formação da primeira bolha de vapor, ocasionando a baixa pressão. Essa região refere-se como uma região de líquido superaquecido ou uma região de líquido metaestável e é uma região de não equilíbrio termodinâmico” (Pate e Bittle, 1996). Como consequência, a vazão mássica de refrigerante fica maior sob a influência da região metaestável.

Após a região metaestável, inicia-se a formação das primeiras bolhas de vapor (região 4) que caracterizam a região bifásica (região 5). Nesta região há equilíbrio termodinâmico e a pressão decresce devido ao atrito e a aceleração do fluxo causada pela vaporização do refrigerante.

Stoecker e Jones (1985) descrevem o modelo homogêneo de Hopkins (1950) e Cooper *et al.* (1947) para escoamento bifásico em tubos capilares adiabáticos. O Capiche utiliza o modelo e o método descrito por Stoecker e Jones para cálculo do comprimento do tubo necessário para oferecer uma determinada queda de pressão de um fluxo de refrigerante.

O programa necessita de seis informações de entrada: diâmetro e comprimento do tubo capilar, pressão e temperatura na entrada, pressão de saída e

uma estimativa inicial da vazão mássica. A solução do modelo envolve a variação da vazão mássica até que o comprimento do tubo capilar calculado coincidir com o comprimento real e então é informado o valor de vazão estimado. Utiliza-se o método iterativo de Newton - Raphson para encontrar a solução.

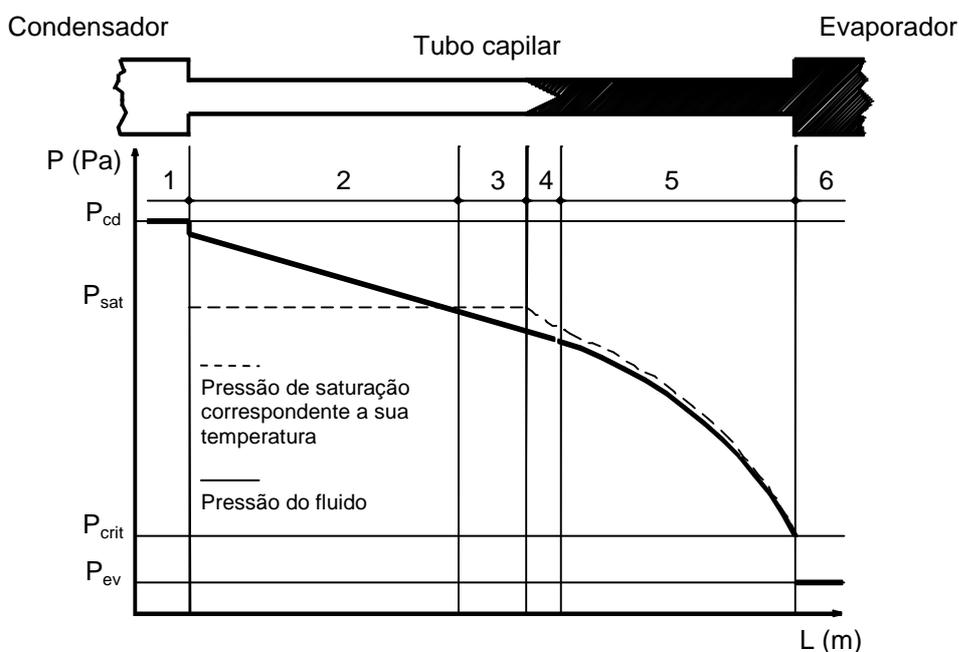


Figura 5.1 – Condições do fluido refrigerante no interior do tubo capilar (Mendes, 2001).

As equações e metodologias utilizadas para determinação da perda de pressão ao longo do tubo capilar serão apresentadas a seguir. A modelagem da região metaestável não é incorporada ao modelo de tubo capilar. O que pode gerar erros na definição dos estados termodinâmicos ao longo do tubo capilar, mas não deve gerar dificuldade para a estimativa da vazão de refrigerante.

5.1 Entrada do tubo capilar

Para calcular a perda de pressão pela contração entre o tubo de saída do condensador, onde o diâmetro é de aproximadamente 8 mm, e o tubo capilar, onde o diâmetro é de aproximadamente 1 mm, utilizou-se a seguinte equação:

$$P_1 - P_2 = (1 + K) \frac{V_2^2}{2v}, \quad (5.1)$$

onde K é o coeficiente de perda de pressão por contração, obtido empiricamente. Utilizou-se K = 0,5, proposto por Boabaid Neto (1994).

5.2 Região monofásica do tubo capilar

Na região subresfriada, a perda total de pressão é devido ao atrito e é calculada pela seguinte expressão:

$$P_2 - P_3 = \frac{L}{d} f \frac{V^2}{2v}. \quad (5.2)$$

5.3 Região bifásica do tubo capilar

Foi utilizado o modelo descrito por Stoecker e Jones (1985) para determinar a perda de pressão na região bifásica do tubo capilar “adiabático” (este método está descrito no Apêndice A – Modelo de Stoecker e Jones, 1985). Stoecker e Jones (1985) aplicam as leis de conservação da massa, energia e quantidade de movimento para um volume de controle aplicado a um pequeno trecho de tubo, chamado de incremento de tubo.

Dadas as condições do refrigerante na entrada do incremento e determinado a queda de temperatura de saturação que deve ocorrer neste incremento, calcula-se o comprimento do trecho de tubo necessário para efetuar a queda de pressão determinada. São calculados incrementos sucessivos até que a temperatura de saturação na saída do tubo se iguale à temperatura de evaporação do sistema de refrigeração. No final, tem-se calculado o comprimento do tubo capilar desejado. Neste modelo a vazão de refrigerante é um dado de entrada.

O método utilizado pelo Capiche altera o procedimento de cálculo. A vazão de refrigerante é a incógnita que deseja-se calcular dadas a geometria do tubo capilar (diâmetro e comprimento) do tubo capilar, as pressões de condensação e evaporação e a temperatura do refrigerante na entrada. Portanto varia-se a vazão através do método iterativo, até que o comprimento do tubo capilar calculado se iguale ao fornecido pelo usuário.

5.4 Modelos para determinação da viscosidade e coeficiente de atrito

Originalmente, o Capiche utiliza, para escoamentos de R-134a e R-600a, a correlação de Blasius (Equação 5.3), conforme proposto por Boabaid Neto (1994) para cálculo do coeficiente de atrito na região monofásica. Para a região bifásica, utiliza a correlação desenvolvida por Erth (1995) apud Mendes (2001), Equação 5.4.

$$f = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} \cdot \quad (5.3)$$

$$f = \left(\frac{3,1}{\text{Re}^{1/2}} \right) e^{\left(\frac{1-x^{0,25}}{2,4} \right)}. \quad (5.4)$$

Stoecker e Jones (1985) utilizam a correlação descrita pela Equação 5.5 para todo o escoamento. Para cálculo da viscosidade bifásica, recomendam a correlação descrita pela Equação 5.6.

$$f = \frac{0,33}{\text{Re}^{0,25}} \cdot \quad (5.5)$$

$$\mu_{2\phi} = (1 - x)\mu_f + x\mu_g \cdot \quad (5.6)$$

Bittle e Pate (1996) desenvolveram um modelo analítico para tubos capilares adiabáticos. Comparam seus resultados com medições experimentais em R-134a,

R-22, R-152a e R-410a e utilizando uma faixa de diâmetros dos tubos capilares de 0,66 a 2,29 mm e a faixa de comprimento de 508 a 5080 mm. Durante o trabalho, desenvolveram uma correlação geral para cálculo do coeficiente de atrito, como função de Reynolds, apresentada abaixo:

$$f = 0,23 \text{Re}_d^{-0,216}. \quad (5.7)$$

Para cálculo da viscosidade bifásica, estudaram três diferentes correlações existentes na literatura: o modelo de Cicchitti (1960) igual ao modelo que Stoecker e Jones (1985) utilizou e o mesmo que Dongsoo Jung (1999) chamou de Mc Adams; o modelo de Mc Adams (1942) apud Dongsoo Jung (1999) e o modelo de Dukler (1964) apud Dongsoo Jung (1999), Equação 5.8. Após comparações com dados experimentais, concluíram que o modelo de Mc Adams (Equação 5.9) apresenta melhores resultados.

$$\mu_{2\phi} = \frac{(v_l(1-x)\mu_l + v_v x\mu_v)}{v}. \quad (5.8)$$

$$\frac{1}{\mu_{2\phi}} = \frac{1-x}{\mu_l} + \frac{x}{\mu_v}. \quad (5.9)$$

Dongsoo Jung *et al.* (1999) aplicaram e estudaram o modelo proposto por Stoecker e Jones (1985), realizaram um amplo trabalho experimental com R-12, R134a, R-22, R-407c e ainda desenvolveram uma correlação para cálculo da vazão mássica de refrigerante em função do diâmetro interno (d) e comprimento (L) do tubo capilar, temperatura de condensação (T_{cd}) e subresfriamento na entrada do tubo capilar (T_{sub}):

$$\dot{m} = C_1 d^{C_2} L^{C_3} T_{cd}^{C_4} 10^{C_5 T_{sub}}, \quad (5.10)$$

onde para R-22: $C_1 = 0,249029$, $C_2 = 2,543633$, $C_3 = -0,42753$, $C_4 = 0,746108$, $C_5 = 0,013922$.

Durante seu trabalho, Dongsoo Jung (1999) estudou sete diferentes correlações existentes na literatura para cálculo do coeficiente de atrito. Dentre elas, a equação de Stoecker e Jones, de Erth, de Blasius modificada e de Hopkins. Utilizou também dois métodos encontrados na literatura para cálculo da viscosidade bifásica: o método utilizado por Stoecker e Jones (1985) e o método de Duckler *et al.* (1964) apud Dongsoo Jung (1999). Estudando as quatorze combinações possíveis, conclui-se que com a equação utilizada por Stoecker e Jones para cálculo do fator de atrito e também com o método utilizado por Stoecker e Jones para cálculo da viscosidade bifásica, seu modelo produziu os melhores resultados comparados a seus dados experimentais.

Kim *et al.* (2002) realizaram um extenso trabalho experimental em que avaliaram o desempenho do escoamento do refrigerante R-22 e dois possíveis substitutos através de tubos capilares com diferentes diâmetros e comprimentos. Estudaram ainda a influência de espiras na vazão de refrigerante. Seus dados experimentais serão comparados a resultados produzidos pelo Capiche com R-22, Seção 5.5.

Após o estudo experimental, Kim *et al.* (2002) desenvolveram uma correlação adimensional baseada no teorema de Buckingham π , onde calcula-se a vazão de refrigerante em função de parâmetros geométricos do tubo capilar, das condições de entrada do refrigerante e de propriedades termodinâmicas e termofísicas do refrigerante que são calculadas através das condições de entrada do refrigerante. A correlação está apresentada a seguir:

$$\pi_7 = 1,5104\pi_1^{0,5351}\pi_2^{-0,3785}\pi_3^{0,1074}\pi_4^{-0,1596}\pi_5^{0,0962}0,7887\pi_6^{0,0424}, \quad (5.11)$$

onde as definições dos parâmetros adimensionais estão apresentadas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Definição dos parâmetros adimensionais.

Grupo π	Definição	Consideração
π_1	$\frac{P_e D^2}{v_l \mu_l^2}$	Pressão de entrada
π_2	$\frac{L}{D}$	Geometria do tubo
π_3	$\frac{T_{sub} c_{pl} d^2}{v_l^2 \mu_l^2}$	Condição de entrada
π_4	$\frac{d^2 i_{lv}}{v_l^2 \mu_l^2}$	Calor de vaporização
π_5	$\frac{d\sigma}{v_l \mu_l^2}$	Crescimento da bolha de vapor
π_6	$\frac{D}{d}$	Diâmetro da espira
π_7	$\frac{\dot{m}}{d \mu_l}$	Vazão mássica

Meyer e Dunn (1998) estudaram o escoamento de R-22 através de tubos capilares adiabáticos, enfatizando a análise da região metaestável. Descobriram que o comprimento da região metaestável tem diferentes magnitudes quando o nível do subresfriamento de entrada é aumentado ou diminuído. Alguns de seus dados experimentais são publicados e são utilizados para a validação do Capiche com R-22.

Boabaid Neto (1994) estudou o escoamento de refrigerantes em tubos capilares adiabáticos. Realizou uma abrangente revisão bibliográfica, um trabalho experimental com R-12, R-134a e R-600a e propõe um método de modelagem que reúne métodos e correlações encontrados na literatura. Boabaid Neto considera o efeito que a rugosidade superficial interna do tubo capilar tem sobre o fator de atrito. Propõe então utilizar a equação de Erth, Equação 5.4, e sugere testar várias correlações para o escoamento monofásico. Considera também o fenômeno da metaestabilidade para o modelo que utilizou, conclui que a região de líquido metaestável, ao ser considerada, causa acréscimo de 1 a 2% no fluxo de massa calculado num caso estudado. Para cálculo da viscosidade bifásica estuda os

modelos de Cicchitti *et al.* (1960), de Mc Adams *et al.* (1942), de Dukler *et al.* (1960) e de Wallis (1969) que considera a viscosidade bifásica igual à viscosidade igual a viscosidade do líquido saturado. Boabaid Neto escolhe trabalhar com a correlação de Cicchitti, que fornece valores mais próximos ao da viscosidade do líquido saturado, mas não usa a hipótese de Wallis, porque a correlação que usou para cálculo do fator de atrito fornece valores altos.

Kuehl e Goldschmidt (1990) realizaram um amplo trabalho experimental em tubos capilares adiabáticos operando com R-22. Ensaíram tubos capilares com cinco diferentes diâmetros internos dentro da faixa de 1,067 a 1,626 mm e cinco diferentes comprimentos dentro da faixa de 546,1 a 1562,1 mm. Ao todo, ensaiaram 23 diferentes tubos capilares com variações na pressão de entrada e no grau de subresfriamento. Como resultados, retiraram a vazão de refrigerante e perfis de temperatura ao longo do tubo. Investigaram ainda a influência de espiras na vazão de refrigerante. A partir dos resultados, desenvolveram correlações empíricas capazes de calcular a vazão de refrigerante para qualquer tubo capilar de condições similares.

Três destas correlações estão apresentadas a seguir e valem para tubos capilares de $d = 1,245$ mm e $L = 760$ mm, dentro da faixa de pressão de entrada de 1241 a 2206 kPa e dentro da faixa de grau de subresfriamento de entrada (T_{sub}) de 5,6 a 11,1°C.

$$\text{Para } T_{\text{sub}} = 5,6^{\circ}\text{C} \quad \rightarrow \quad \dot{m} = 1,049P_e^{0,494}(\text{kg/h}). \quad (5.12)$$

$$\text{Para } T_{\text{sub}} = 8,3^{\circ}\text{C} \quad \rightarrow \quad \dot{m} = 1,299P_e^{0,473}(\text{kg/h}). \quad (5.13)$$

$$\text{Para } T_{\text{sub}} = 11,1^{\circ}\text{C} \quad \rightarrow \quad \dot{m} = 1,837P_e^{0,434}(\text{kg/h}). \quad (5.14)$$

Após realizada esta revisão bibliográfica sobre escoamentos de refrigerantes, principalmente o R-22, através de tubos capilares adiabáticos, fez-se o trabalho de validação do Capiche com R-22 através dos resultados experimentais publicados pelos seguintes autores: Dongsoo Jung *et al.* (1999), Kim *et al.* (2002), Meyer e

Dunn(1998), Kuehl e Goldschmidt (1990). Os resultados obtidos pelo modelo serão confrontados com os destes autores e os ajustes serão realizados através do uso de diferentes correlações para cálculo do fator de atrito, encontradas na literatura. Este trabalho é apresentado na seção a seguir.

5.5 Validação do modelo do tubo capilar

Inicialmente, como já foi dito, o Capiche utiliza a correlação de Blasius para cálculo do fator de atrito na região monofásica e a correlação de Erth para cálculo do fator de atrito na região bifásica na modelagem de escoamentos de R-134a e R-600a. Utiliza também, a hipótese de Wallis (1969) apud Boabaid Neto (1994) que considera a viscosidade bifásica igual à viscosidade do líquido saturado. Para validação do modelo com R-22, após a análise de nove diferentes correlações para cálculo do fator de atrito encontradas na literatura, decidiu-se trabalhar com quatro delas que fornecem diferentes resultados para o fator de atrito da região bifásica, já que algumas correlações produzem resultados muito próximos de outras correlações. As combinações de correlações escolhidas são as seguintes:

- i) Correlação de Erth para o fator de atrito (Equação 5.4) e hipótese de Wallis para a viscosidade bifásica;
- ii) Correlação de Blasius para o fator de atrito (Equação 5.3) e hipótese de Wallis para a viscosidade bifásica;
- iii) Correlação de Stoecker e Jones para o fator de atrito (Equação 5.5) e hipótese de Wallis para a viscosidade bifásica;
- iv) Correlação de Sami apud Dongsoo Jung *et al.* (1999) para o fator atrito (Equação 5.15) e hipótese de Wallis para a viscosidade bifásica; e
- v) Correlação de Erth para o fator de atrito e correlação que Stoecker e Jones recomenda para cálculo da viscosidade bifásica (Equação 5.6).

As combinações dos itens “i” a “v” são comparadas nas Figuras 5.2 a 5.5.

A correlação de Sami, citada no item “iv” é a seguinte:

$$f = \frac{3,1}{[\text{Re}(1-x)]^{0,5}} \exp\left(\frac{1,0 - x^{0,25}}{2,4}\right) \quad (5.15)$$

Manteve-se a hipótese de Wallis, na maior parte das combinações, porque já notava-se que modelo estava calculando valores relativamente altos. Sendo que os modelos de viscosidade bifásica diminuem o valor da viscosidade, pois, a viscosidade do vapor saturado é menor que do líquido saturado de R-22, o que resulta em menores fatores de atrito e maiores vazões mássicas.

Os resultados obtidos pelo modelo com as cinco diferentes combinações foram confrontados com dados de quatro autores; as Figuras 5.2 - 5.5 ilustram a comparação desses resultados. Estas figuras mostram as diferenças entre os valores de vazão medidos ou calculados por outros autores e os valores calculados pelo modelo, simulando os mesmos casos do autor correspondente. Se os resultados coincidem, estes serão posicionados sobre a reta. Caso o modelo forneça um resultado maior que o do autor, este será posicionado abaixo da reta. Finalmente, se o modelo fornecer um resultado menor que do autor do experimento, este ponto será posicionado acima da reta.

Ao todo, foram 44 diferentes pontos de ensaio comparados, tendo diferenças de diâmetro interno do tubo capilar, comprimento do tubo capilar e estado do fluido refrigerante na entrada do tubo.

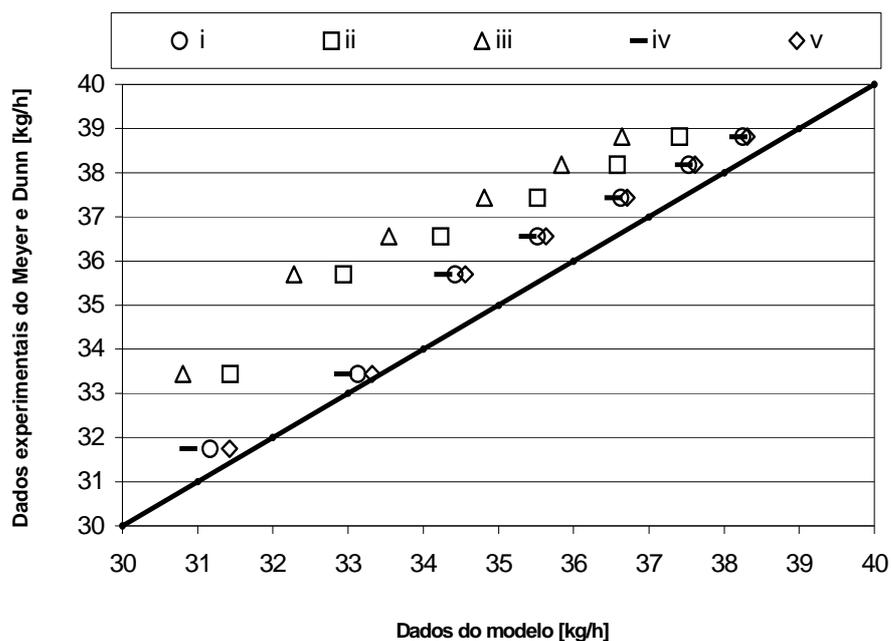


Figura 5.2 – Resultados comparados aos dados experimentais de Meyer e Dunn (1998).

Observa-se que os dados de vazão de refrigerante de Meyer e Dunn (1998) são, em geral, maiores que os calculados pelo modelo; o modelo com as combinações *i*, *iv* e *v* apresentaram melhores resultados.

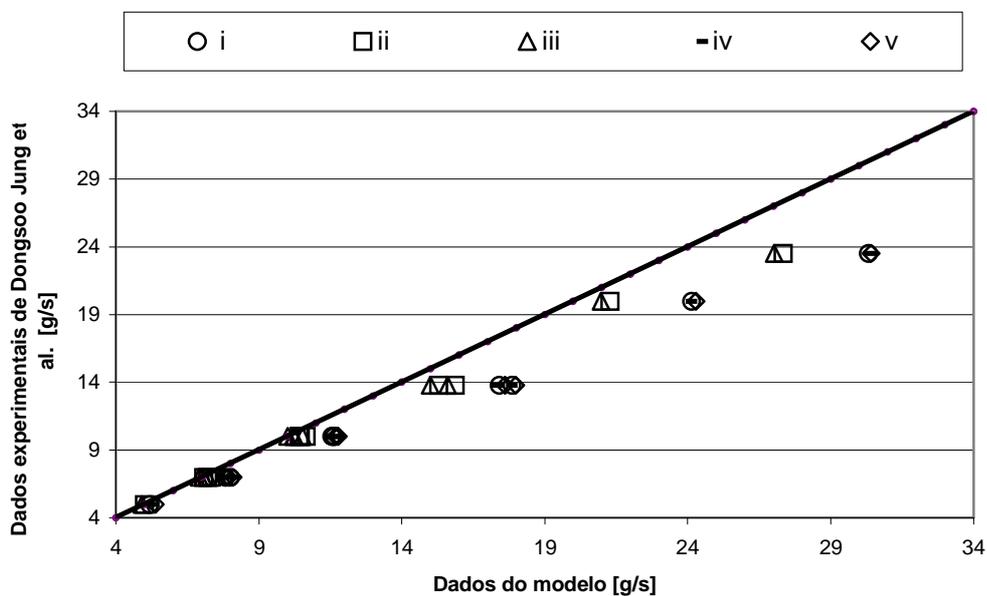


Figura 5.3 – Resultados comparados aos dados experimentais de Dongsoo Jung *et al.* (1999).

Os dados de Dongsoo Jung *et al.* (1999) são, na totalidade, menores que os calculados pelo modelo, as combinações *ii* e *iii* são as que obtiveram melhores resultados.

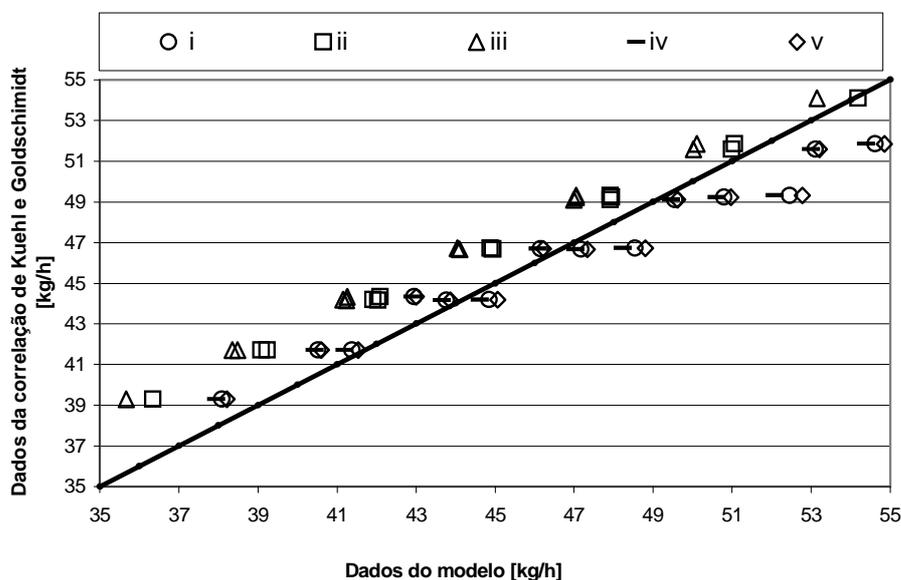


Figura 5.4 – Resultados comparados aos dados experimentais de Kuehl e Goldschmidt (1990).

Quando comparados aos dados de Kuehl e Goldschmidt (1990), as combinações *i*, *iv* e *v* fornecem melhores resultados para vazões de refrigerante de até 47kg/h. Para casos de vazões maiores de refrigerante, as combinações *ii* e *iii* fornecem resultados mais coincidentes aos dados de Kuehl e Goldschmidt (1990).

A Figura 5.5 mostra a comparação dos resultados do modelo com os dados experimentais de Kim *et al.* (2002). Observa-se na Figura 5.5 que todas as combinações oferecem bons resultados quando comparados aos dados de Kim *et al.* (2002). Isto deve-se ao fato de que todos os pontos de ensaio foram realizados com a mesma pressão de entrada do refrigerante ($P_{cd}=1729\text{kPa}$), e neste caso, os diferentes modelos para cálculo do fator de atrito estimam valores próximos.

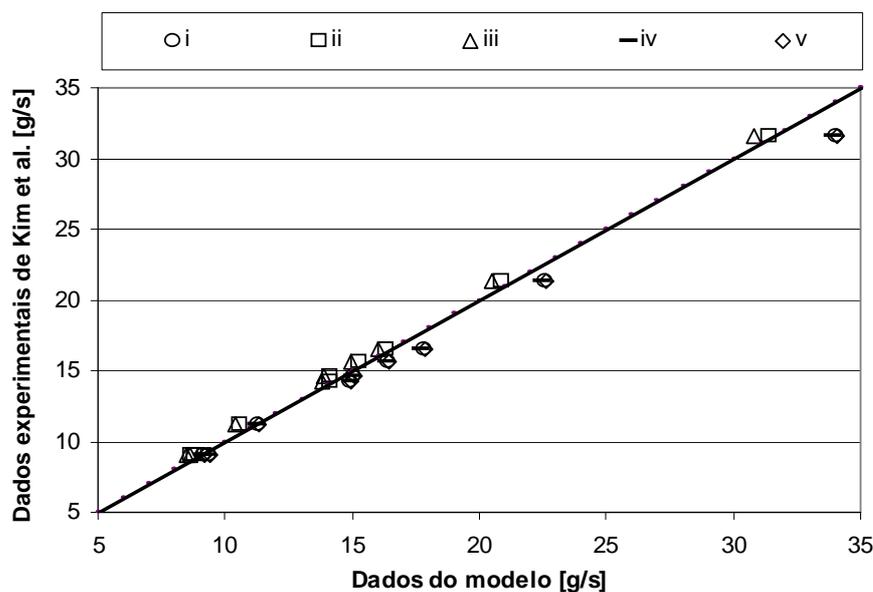


Figura 5.5 – Resultados comparados aos dados experimentais de Kim *et al.* (2002).

Calculando-se a média dos erros entre os valores calculados pelo modelo e todos os dados das Figuras 5.2 – 5.5, pôde-se observar que utilizando as combinações “i”, “iv” ou “v”, os erros relativos encontrados são muito parecidos. Mas, a combinação “iv”, ou seja, utilizando a correlação de Sami apud Dongsoo Jung *et al.* (1999) para o fator atrito (Equação 5.15) e hipótese de Wallis apud Boabaid Neto (1994) para a viscosidade bifásica, o modelo obteve melhores resultados quando comparados à dados encontrados na literatura. Portanto, as correlações da combinação “iv” serão utilizadas no modelo, para a seqüência deste trabalho.

A média dos erros relativos, em módulo, entre resultados calculados e fornecidos por autores, nos 44 pontos, é de 6,3%. Sendo o desvio padrão de 6,6%.

6 INTEGRAÇÃO DOS MODELOS

6.1 Modo de integração

Para simular a interação dos componentes do ciclo de compressão mecânica de vapor, utilizados no condicionador de ar a ser modelado, é necessário adotar um algoritmo de integração. Este algoritmo deve prever as transferências de energia e massa que ocorre entre os componentes e possuir um ou mais critérios de convergência adequados aos modelos utilizados.

Domanski e Didion (1983) utilizam em seu programa de simulação um balanço de massa e um balanço de energia como critérios de convergência. O sistema converge quando a única condição de equilíbrio possível é encontrada. A Figura 6.1 apresenta o procedimento utilizado no programa e que será utilizado para encontrar a condição de equilíbrio no modelo apresentado neste trabalho.

O programa inicia-se pela simulação do compressor, cujo modelo fornece como resposta a vazão mássica e o estado de saída do refrigerante. Simula-se então, a troca térmica no condensador, obtendo o estado do refrigerante na entrada do tubo capilar. Em seguida, o modelo do tubo capilar estima a vazão de refrigerante e o estado de saída. Se as vazões estimadas no compressor e no tubo capilar forem diferentes, ajusta-se a pressão de condensação. Forma-se portanto o primeiro processo iterativo. Um acréscimo na pressão de condensação causa acréscimo da vazão estimada pelo modelo do tubo capilar e decresce a vazão fornecida pelo compressor.

Após encontrado o equilíbrio entre compressor e tubo capilar, simula-se o evaporador, partindo do estado de entrada no compressor para encontrar o estado de entrada do evaporador. Caso o estado do refrigerante na entrada do evaporador (i_9) seja diferente do estado de saída do tubo capilar (i_9'), ajusta-se a pressão de evaporação. Forma-se portanto o segundo processo iterativo. Um decréscimo na temperatura de evaporação aumenta a eficiência de troca térmica no evaporador,

diminuindo a entalpia de entrada do evaporador. A entalpia de saída do tubo capilar permanece quase que inalterada.

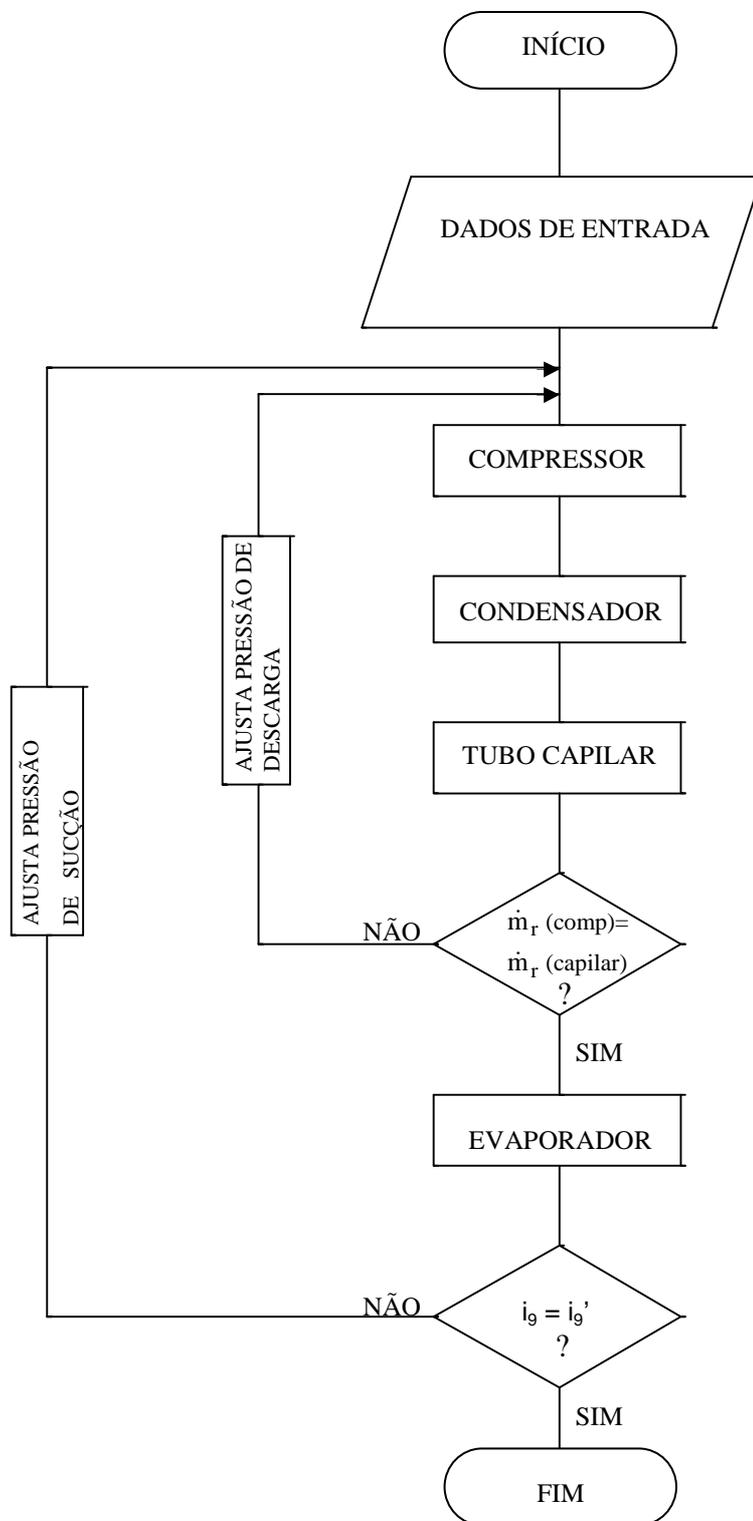


Figura 6.1 - Fluxograma geral do programa (Domanski e Didion, 1983).

Para melhor compreensão do processo, a Figura 6.2 apresenta os dados de entrada e saída de cada componente modelado.

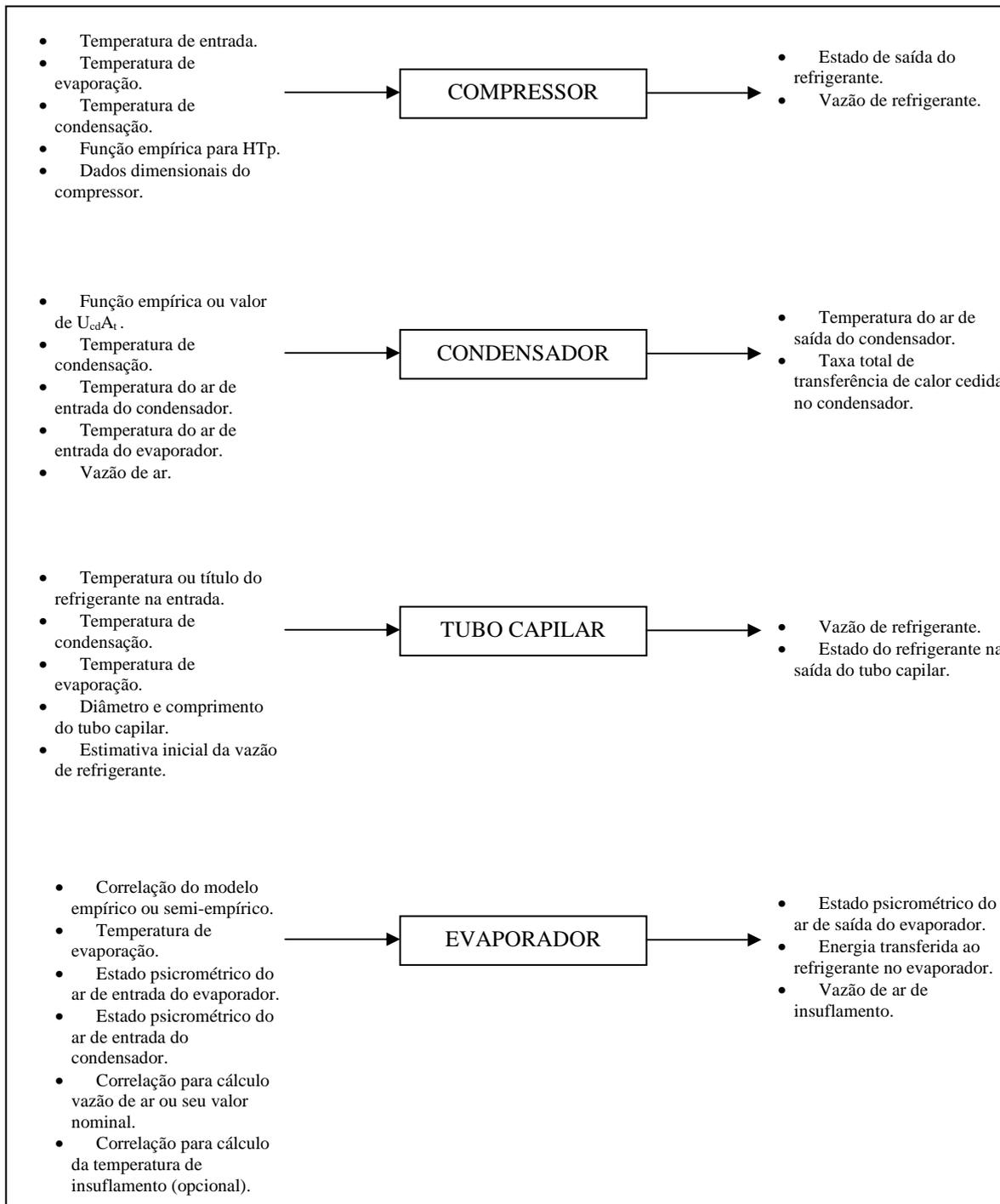


Figura 6.2 – Dados de entrada e saída de cada componente.

Durante a aplicação dos modelos e durante a interação entre eles, torna-se necessário a determinação de propriedades termodinâmicas e termofísicas do fluido refrigerante em diversos locais do sistema de refrigeração. Os procedimentos utilizados para tais determinações estão descritos no Apêndice B – Propriedades do Refrigerante.

6.2 Resultados para validação dos modelos integrados

Após a integração dos modelos foram simulados os 34 pontos de ensaio que foram realizados durante o trabalho experimental, medindo-se simultaneamente as características do evaporador e do condensador. Para a modelagem dos trocadores, foram utilizados os métodos semi-empíricos, por terem fornecidos melhores resultados para este condicionador de ar. Os erros relativos entre as capacidades de refrigeração calculadas pelo modelo e medidas experimentalmente estão mostrados na Figura 6.3, onde 85,3% dos pontos estão dentro da faixa de 15% de erro. Os valores de média e desvio padrão mostrados nos gráficos de erros são obtidos com erros em módulo.

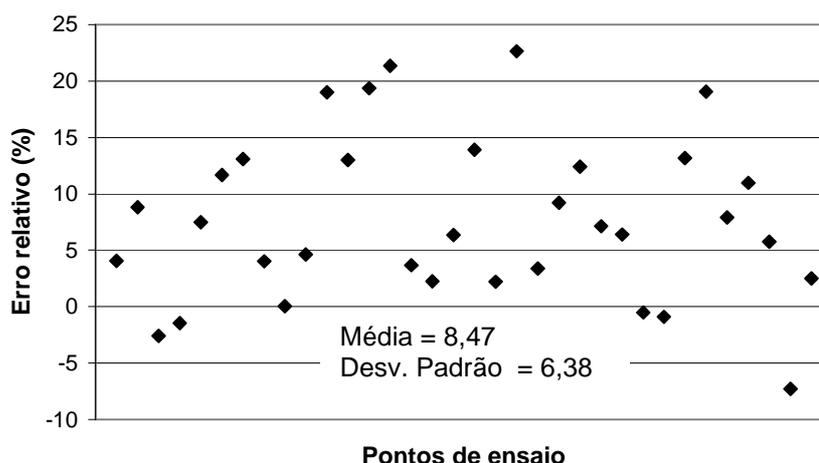


Figura 6.3 – Erros relativos para estimativa da capacidade de refrigeração.

Pode-se também observar, que os erros estão principalmente entre 0 e 20% positivos. Esta tendência é causada porque o modelo converge para pressões de evaporação menores que as reais, com menor temperatura de evaporação, a capacidade de refrigeração calculada é maior.

A Figura 6.4 apresenta os erros absolutos entre as temperaturas de evaporação obtidas pelo modelo e medidas experimentalmente. Os maiores erros encontrados são de pontos em que a temperatura de evaporação real é muito baixa em relação as condições de projeto. Credita-se os erros encontrados às hipóteses utilizadas na modelagem, por exemplo, a de considerar o tubo capilar adiabático. Seria interessante, em trabalhos futuros, pesquisar com objetividade algumas hipóteses consideradas.

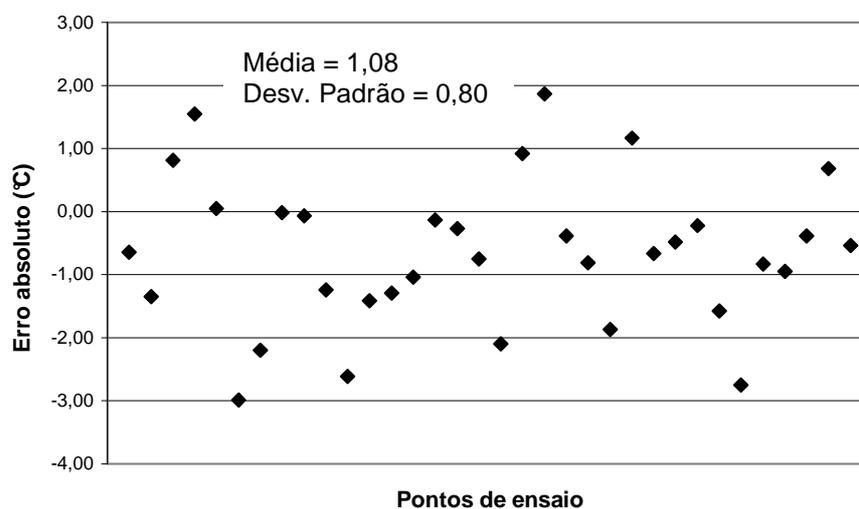


Figura 6.4 – Erros absolutos para estimativas da temperatura de evaporação.

Considera-se que o modelo teve bom desempenho, pois os erros mostrados na Figura 6.3 inclui pontos de cinco capilares diferentes, todos com 1,60mm de diâmetro e comprimento variando entre 0,615 a 1,355 metros. Estes pontos também abrangem largas faixas de temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido dos dois ambientes, conforme mostra a Tabela 6.1.

Cecchini e Marchal (1991) encontraram erros de $\pm 10\%$ para valores de capacidade de refrigeração encontrados pelo modelo em relação aos dados experimentais, mas seus pontos experimentais abrange somente a configuração

original do condicionador de ar. Para os pontos de ensaio com a configuração original do aparelho, os erros encontrados situam-se na faixa de 1 a 14% positivos.

Tabela 6.1 – Faixas de temperaturas medidas durante os ensaios.

Parâmetro	Faixa medida (°C)
Temperatura de bulbo seco do ambiente interno	18,6 a 32,4
Temperatura de bulbo úmido do ambiente interno	10,4 a 24,2
Temperatura de bulbo seco do ambiente externo	21,4 a 43,4

A Figura 6.5 apresenta os erros relativos encontrados para os valores de E.E.R. obtidos pelo modelo em relação aos dados experimentais. Consideram-se também bons os resultados encontrados, observando-se que a maioria dos pontos possuem erros positivos, causados pela tendência dos erros da capacidade de refrigeração.

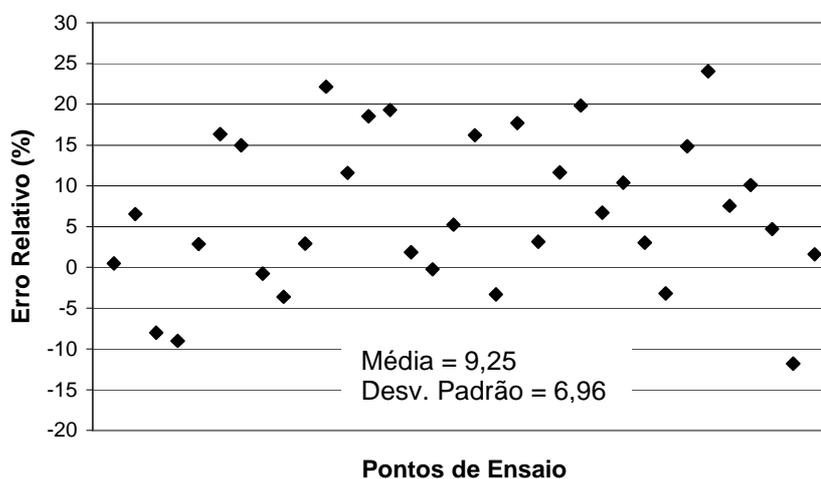


Figura 6.5 – Erros relativos para estimativas do E.E.R.

A Figura 6.6 mostra os erros encontrados nas temperaturas de condensação estimadas. Os maiores erros encontrados são em pontos de ensaios que possuem baixas temperaturas de condensação em relação às encontradas em condições de projeto. A Figura 6.7 apresenta os valores encontrados nas taxas de transferência

de calor no condensador. Por fim, a Figura 6.8 mostra os erros absolutos da temperatura de insuflamento em relação aos dados experimentais.

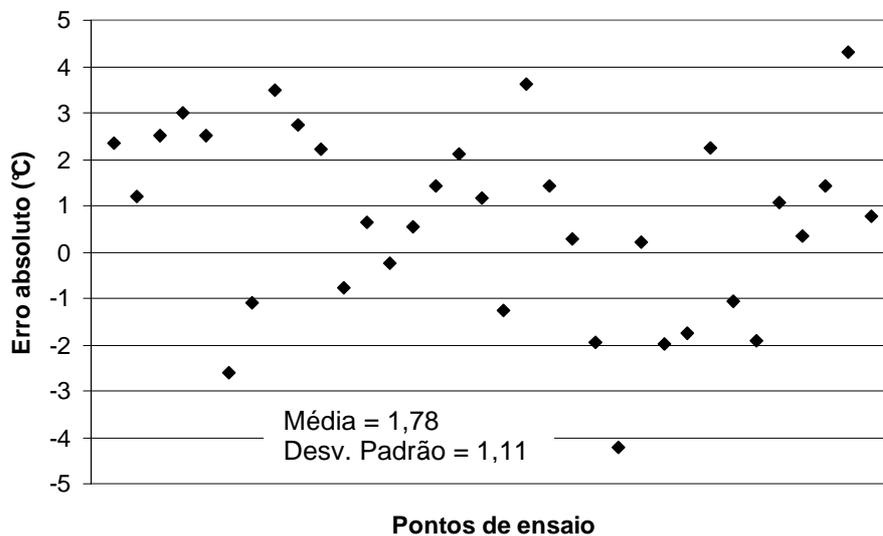


Figura 6.6 – Erros relativos para estimativas da temperatura de condensação.

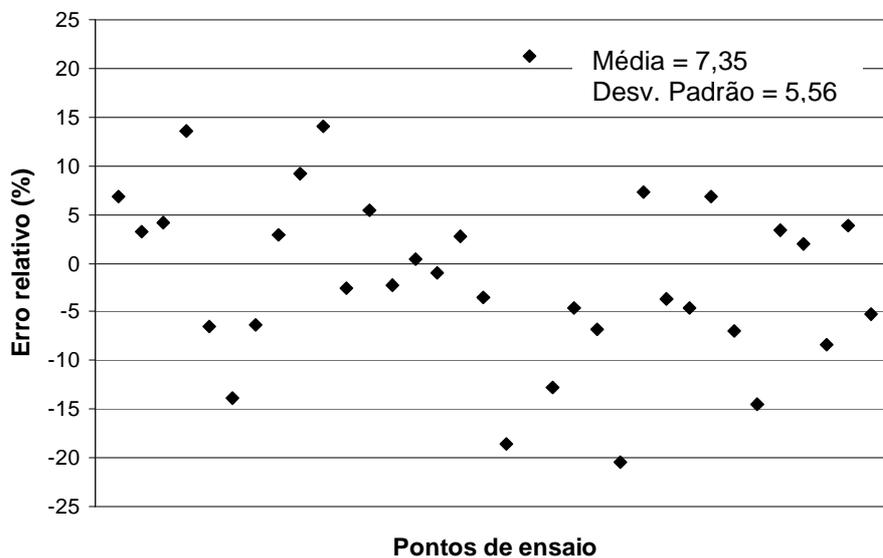


Figura 6.7 – Erros relativos para estimativas da taxa de transferência de calor no condensador.

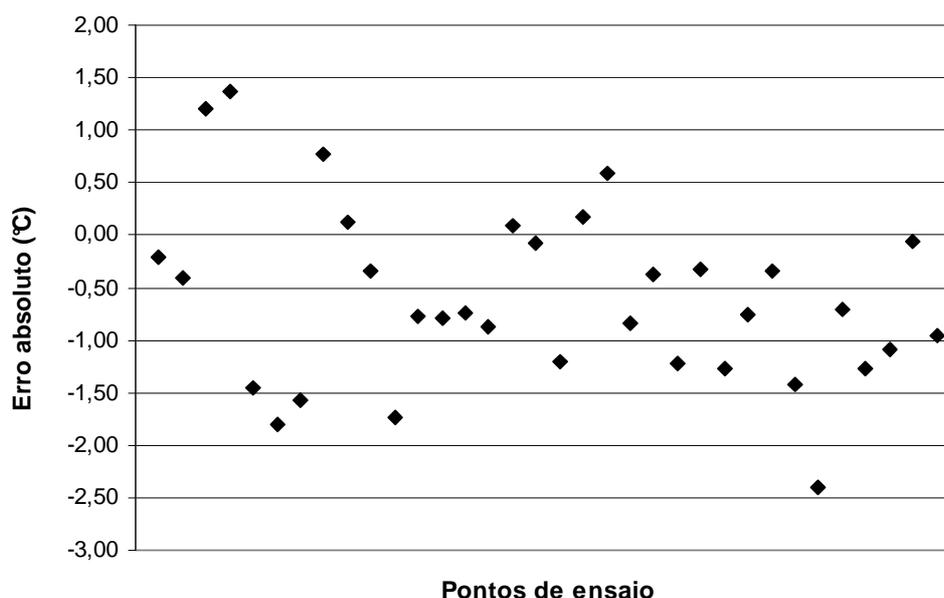


Figura 6.8 – Erros relativos para estimativas da temperatura de insuflamento.

Os resultados calculados pelo modelo são bons e flutuam próximos dos valores experimentais. Para a capacidade de refrigeração (Figura 6.3), 85,3% dos pontos estão dentro da faixa de $\pm 15\%$ de erro. Mas 85,3% dos erros são positivos, ou seja, em 29 dos 34 pontos de ensaio, estimou-se uma capacidade de refrigeração maior que a medida. Se caso for feito um trabalho de calibração dos resultados, deslocando a média dos erros para zero, pode-se conseguir que 97% dos pontos simulados fiquem dentro da faixa de $\pm 12,5\%$. Seriam resultados expressivos, dados os diferentes tubos capilares utilizados na geração do banco de dados experimentais.

Essa calibração poderia ser feita com o objetivo de ajustar as pressões de evaporação e condensação estimadas pelo modelo. Assim todos os resultados, mostrados nas Figuras 6.3 – 6.8, seriam ajustados para flutuarem em torno de erro zero.

6.3 Análises de sensibilidade

O modelo do condicionador de ar torna possível o estudo da influência de parâmetros utilizados na modelagem de seus componentes, ou de dados de entrada do modelo, nos dados de saída do programa. Essa análise de sensibilidade ajuda a prever quais e como os componentes podem ser modificados para melhorar o desempenho do aparelho modelado.

As Figuras 6.9 – 6.14 apresentam a variação relativa (%) de diversos parâmetros frente a variação de somente uma característica. Os valores de referência (=1), são os valores calculados na condição normalizada para ensaio de capacidade de refrigeração: $T_{int,e}=26,7^{\circ}\text{C}$, $T_{bu\ int,e}=19,4^{\circ}\text{C}$, $T_{ext,e}=35,0^{\circ}\text{C}$ (ANSI/AHAM RAC-1, 1992). No caso da Figura 6.9, a temperatura de referência é $26,7^{\circ}\text{C}$ e a capacidade de refrigeração de referência (=1) é a calculada na condição normalizada. Assim pode-se comparar a intensidade da variação das características do sistema de refrigeração.

A Figura 6.9 mostra a variação relativa encontrada em diversos parâmetros com a variação da temperatura de bulbo seco do ambiente refrigerado, fixando-se a umidade absoluta do ambiente.

A elevação da temperatura de bulbo seco do ambiente interno aumenta a diferença de temperatura entre os fluidos ar e refrigerante, aumentando a troca térmica e, portanto, a capacidade de refrigeração. O aumento de troca no evaporador causa aumento das temperaturas de evaporação e condensação; a temperatura de evaporação é a mais sensível, diminuindo ligeiramente a diferença entre as duas temperaturas. Mas a potência de compressão aumenta devido ao aumento de vazão de refrigerante, causado pelo aumento da pressão de condensação que é mais representativo do que a diminuição da taxa de compressão. A potência consumida pelo compressor aumenta, mas o aumento da capacidade de refrigeração é mais significativo, aumentando também a eficiência do ciclo, representado pelo EER. Por fim, a taxa total de calor rejeitado no condensador aumenta, pois aumentou a temperatura de evaporação, a capacidade de refrigeração e a potência de compressão.

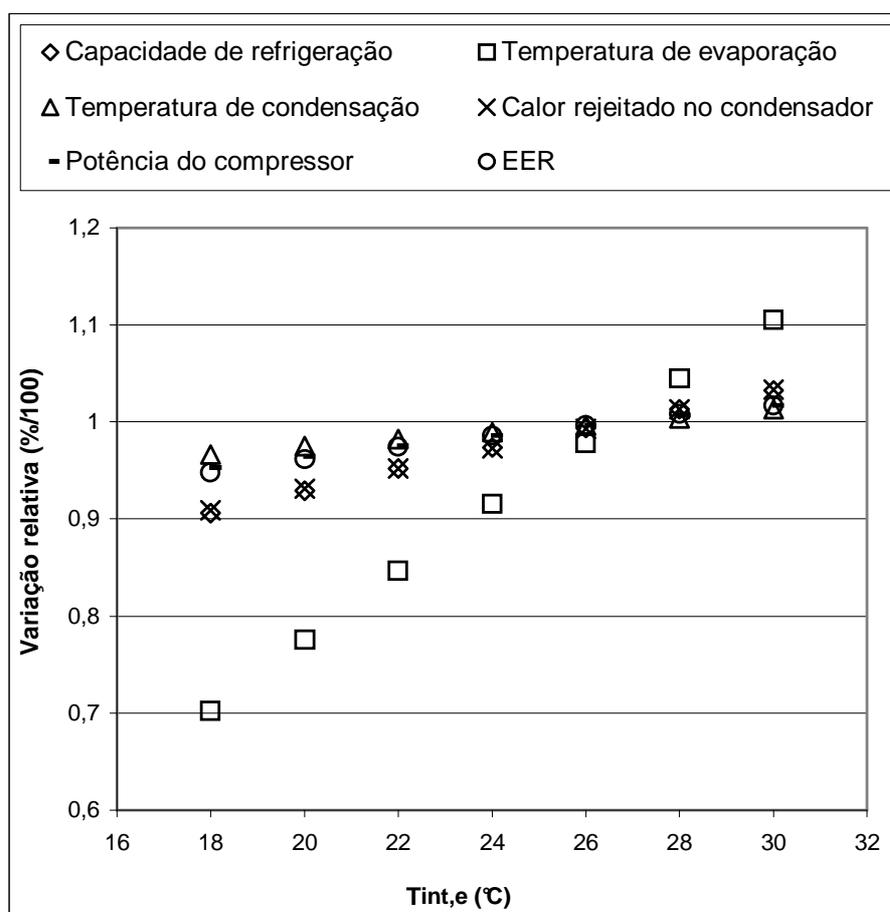


Figura 6.9 – Variação de características do ciclo de refrigeração em função da temperatura de bulbo seco do ar de entrada do evaporador ($w_{int,e}=0,010\text{kgv/kg}$, $T_{ext,e}=35^\circ\text{C}$).

A Figura 6.10 ilustra a variação dos parâmetros em função da temperatura de bulbo úmido do ambiente refrigerado. A temperatura de bulbo úmido de referência é $19,4^\circ\text{C}$, padrão para ensaio de capacidade de refrigeração.

A influência da temperatura de bulbo úmido no ciclo é similar à da temperatura de bulbo seco, mas são mais intensas. A capacidade de refrigeração, particularmente a parcela latente, é mais sensível à temperatura de bulbo úmido do que à temperatura de bulbo seco. O modelo apresenta erros maiores quando a capacidade de refrigeração é relativamente baixa, causada por baixa temperatura do ambiente refrigerado ou alta temperatura do ambiente externo. Fenômeno comentado na Seção 6.2.

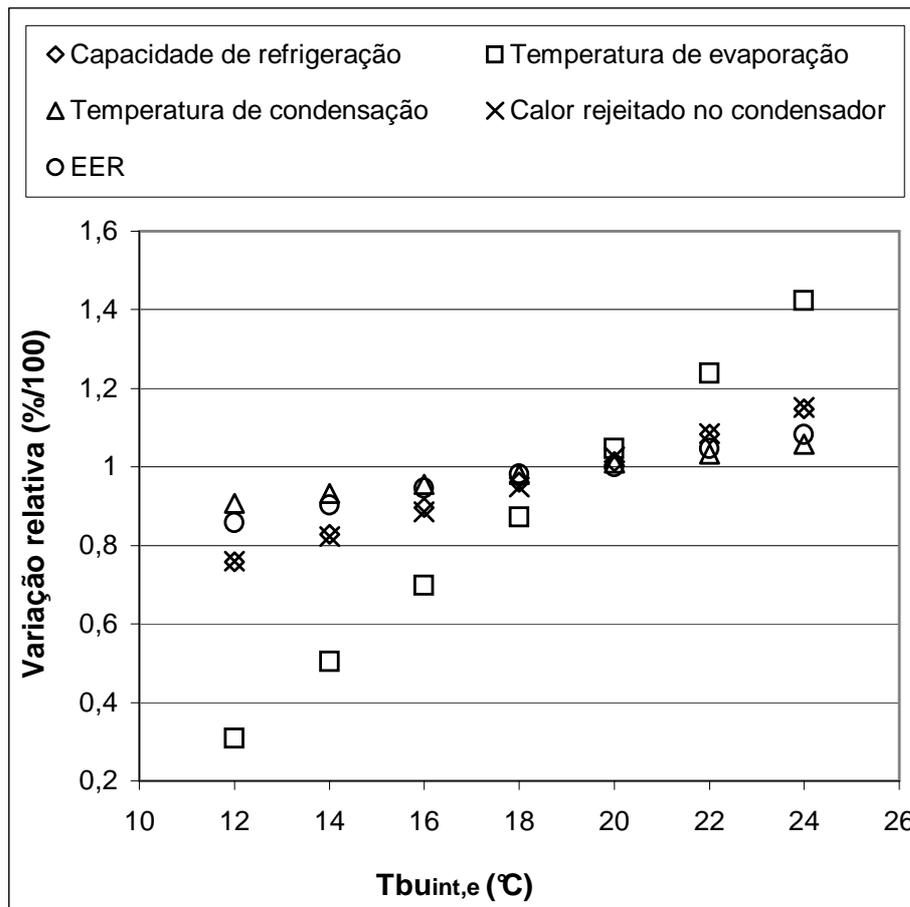


Figura 6.10 – Variação de características do ciclo de refrigeração em função da temperatura de bulbo úmido do ar de entrada do evaporador ($T_{int,e}=26,7^{\circ}\text{C}$, $T_{ext,e}=35,0^{\circ}\text{C}$).

A Figura 6.11 apresenta a influência da temperatura de bulbo seco do ambiente externo ou temperatura do ar de entrada do condensador. Observa-se que a elevação desta temperatura diminui a diferença de temperatura entre os fluidos no condensador, diminuindo a troca térmica. Como conseqüência, as temperaturas de evaporação e condensação aumentam. O aumento da temperatura de evaporação causa decréscimo da capacidade de refrigeração e decréscimo do volume específico na entrada do compressor. Mas o aumento da temperatura de condensação aumenta a vazão de refrigerante, que possui maior influência na potência de compressão e portanto, aumenta a potência consumida pelo compressor.

O EER diminui, pois a potência de compressão aumenta e a capacidade de refrigeração diminui com o aumento da temperatura externa.

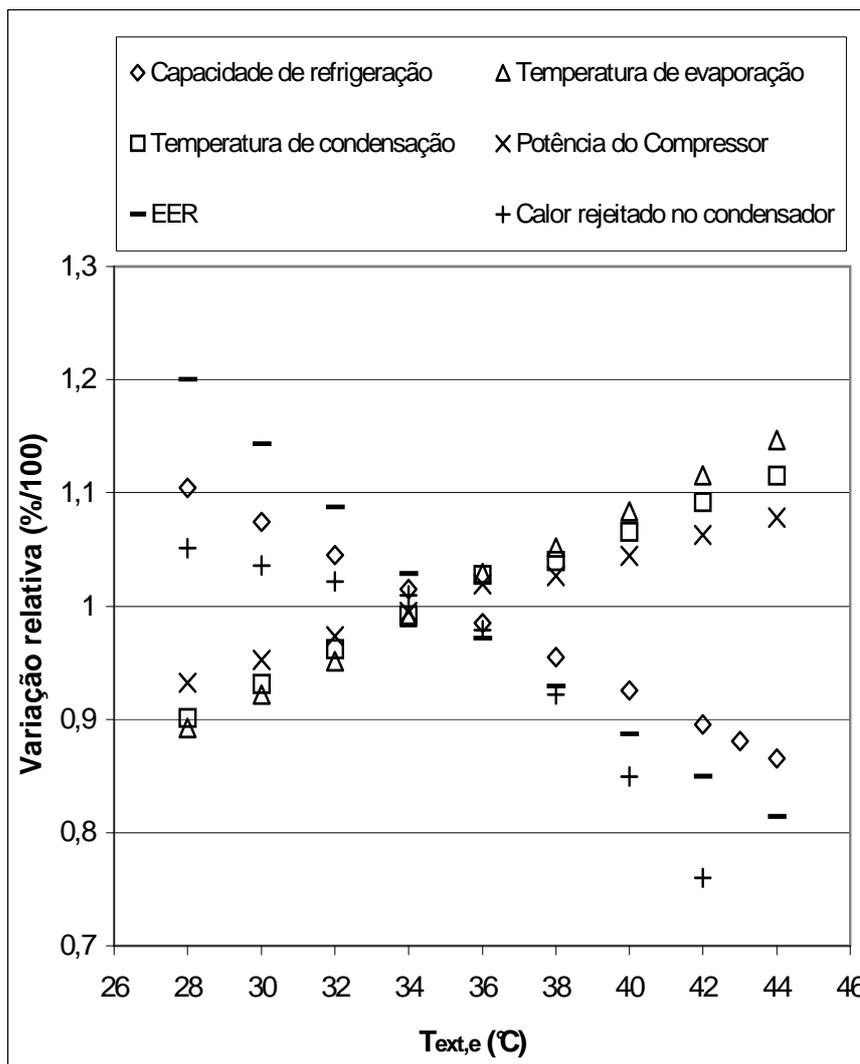


Figura 6.11 – Variação de características do ciclo de refrigeração em função da temperatura de bulbo seco do ar de entrada do condensador ($T_{int,e}=26,7^{\circ}\text{C}$, $T_{ext,e}=35^{\circ}\text{C}$).

A Figura 6.12 ilustra a influência da variação do coeficiente global de transferência de calor do evaporador. A variação da área total de troca de calor do evaporador tem as mesmas influências no ciclo de refrigeração. O aumento do coeficiente global causa ligeiro acréscimo na capacidade de refrigeração, provavelmente porque a temperatura de evaporação aumenta. Talvez um novo tubo capilar deva ser determinado para o sistema para obtenção de uma melhor capacidade de refrigeração.

A temperatura de condensação também aumenta, elevando a vazão de refrigerante e a potência consumida pelo compressor. Como consequência o EER

mantém-se quase inalterado. O calor rejeitado no condensador aumenta devido ao acréscimo da temperatura de condensação.

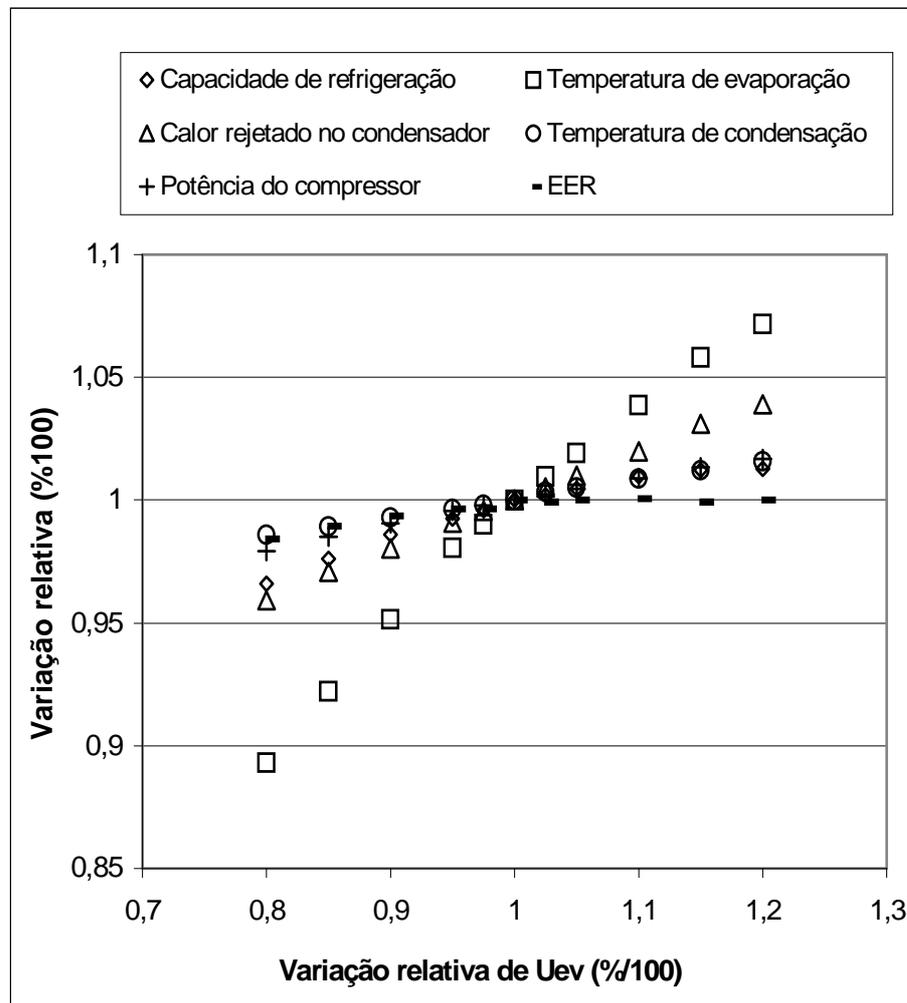


Figura 6.12 – Variação de características do ciclo de refrigeração em função do coeficiente global de transferência de calor do evaporador ($T_{int,e}=26,7^{\circ}\text{C}$, $T_{bu_{int,e}}=19,4^{\circ}\text{C}$, $T_{ext,e}=35^{\circ}\text{C}$).

A Figura 6.13 apresenta a influência da variação do coeficiente global de transferência de calor do condensador. A variação da área total de troca de calor do condensador tem as mesmas influências que a variação do coeficiente global, no ciclo de refrigeração.

O acréscimo do coeficiente global ou da área do condensador é o parâmetro que influencia mais positivamente no ciclo. As temperaturas de evaporação e condensação diminuem, aumentando a capacidade de refrigeração, pelo aumento da diferença de temperatura entre os fluidos no evaporador e diminuição da entalpia de entrada do refrigerante no evaporador.

A potência consumida pelo compressor decresce devido a diminuição da temperatura de condensação, e também, por consequência, a vazão de refrigerante e a entalpia do refrigerante na saída do compressor.

Com o acréscimo da capacidade de refrigeração e o decréscimo da potência consumida pelo compressor, o EER aumenta significativamente.

O calor rejeitado no condensador mantém-se quase inalterado, apresentando ligeira ascensão, já que a capacidade de refrigeração aumenta e a potência consumida, juntamente com a temperatura de condensação diminuem com o acréscimo da área ou do coeficiente global do condensador.

Portanto, é notável que o condensador é o componente que deve ser estudado com maior atenção, após escolhido um compressor para o sistema, porque a eficiência energética de compressores é bastante variável nos diferentes modelos que existem no mercado. Logo, um bom investimento em melhorias do condensador certamente produziria resultados importantes para a melhoria da eficiência do sistema de condicionamento de ar.

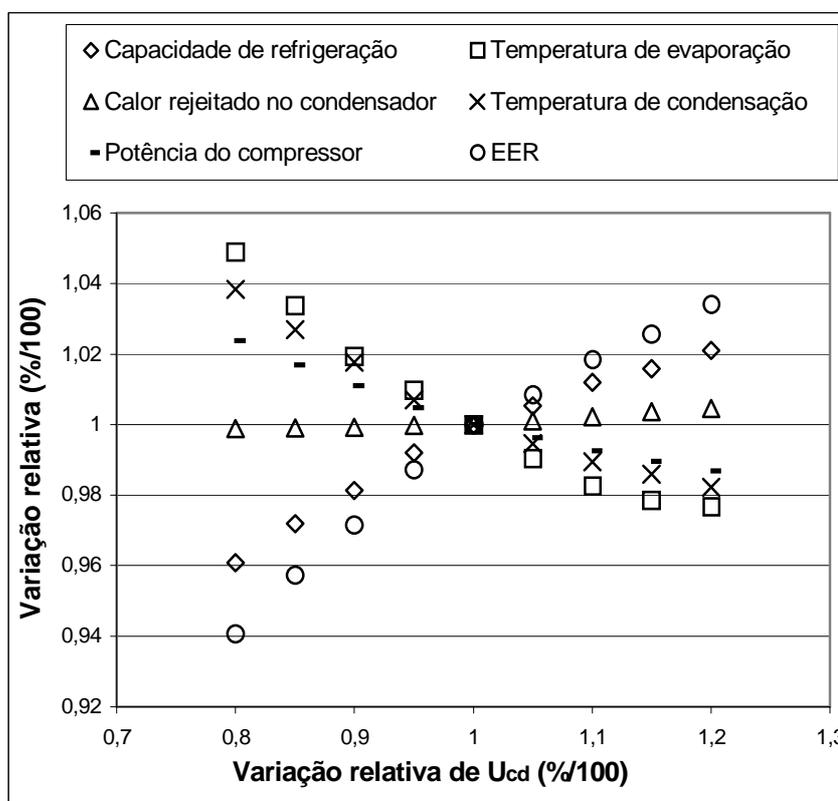


Figura 6.13 – Variação de características do ciclo de refrigeração em função do coeficiente global de transferência de calor do condensador ($T_{int,e}=26,7^{\circ}\text{C}$, $T_{bu_{int,e}}=19,4^{\circ}\text{C}$, $T_{ext,e}=35^{\circ}\text{C}$).

A Figura 6.14 mostra resultados calculados com a variação do comprimento do tubo capilar, comparando-os com dados experimentais. Os resultados calculados pelo modelo apresentam boa concordância com os dados experimentais. Observa-se que o aumento do comprimento do tubo capilar eleva a temperatura de condensação e diminui a temperatura de evaporação, aumentando a taxa de compressão. Mas a potência consumida mantém-se praticamente constante, porque a vazão de refrigerante diminui devido ao aumento do comprimento do tubo capilar e do ligeiro aumento do volume específico do fluido refrigerante na entrada do compressor. Consequentemente há acréscimo no EER.

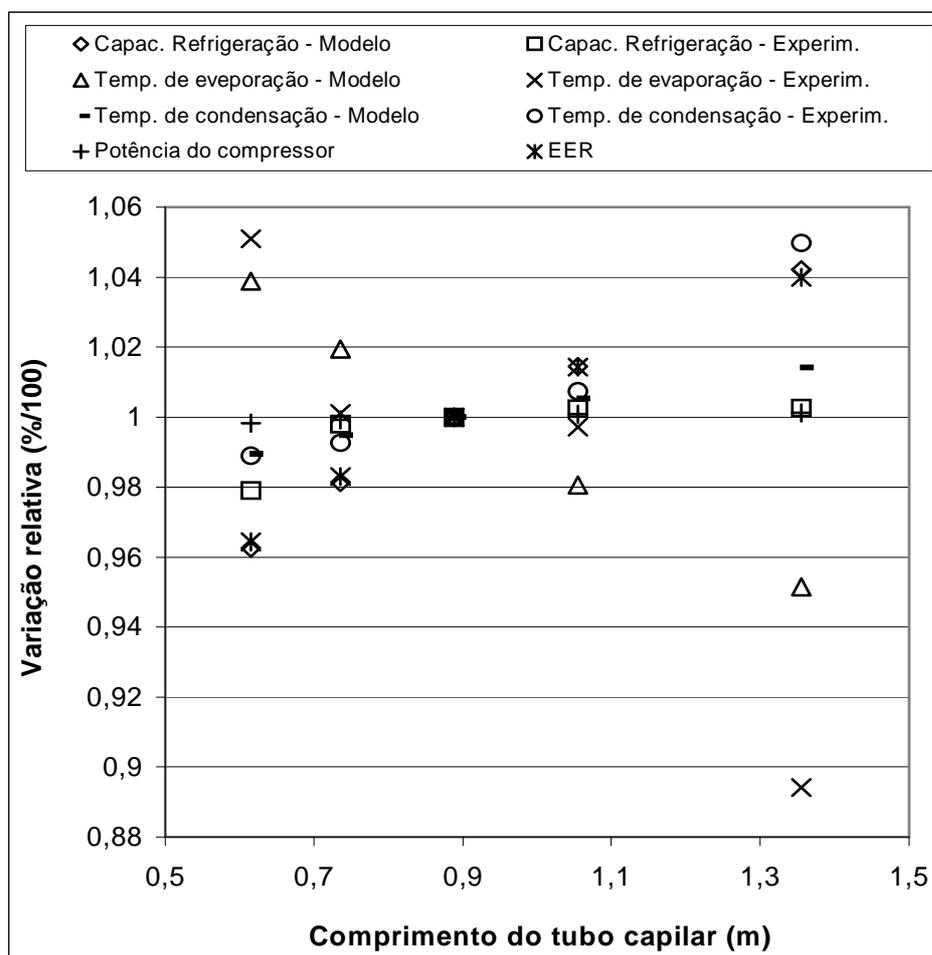


Figura 6.14 – Variação de características do ciclo de refrigeração em função do comprimento do tubo capilar ($T_{int,e}=26,7^{\circ}\text{C}$, $T_{bu_{int,e}}=19,4^{\circ}\text{C}$, $T_{ext,e}=35^{\circ}\text{C}$, $d=1,60\text{mm}$).

A Figura 6.15 apresenta resultados de simulações, variando a queda de pressão do refrigerante ao passar pelas válvulas de sucção e descarga do cilindro. A

queda de pressão utilizada originalmente no modelo do compressor é de 40kPa em cada válvula (conforme discutido na Seção 3.4.1). Observa-se que a diminuição da queda de pressão diminui as perdas de vazão do compressor, aumentando a vazão de refrigerante.

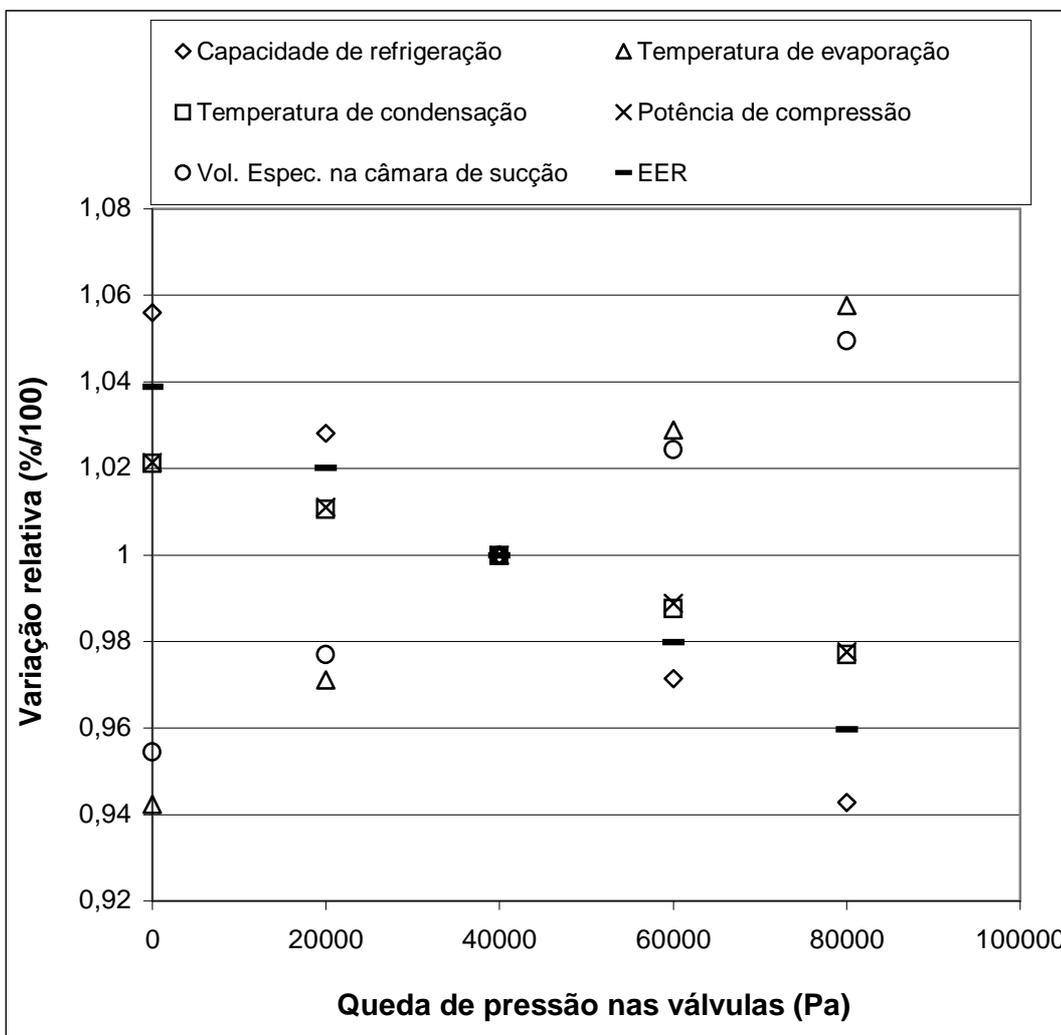


Figura 6.15 – Variação de características do ciclo de refrigeração em função da queda de pressão do refrigerante nas válvulas de sucção de descarga do cilindro do compressor ($T_{int,e}=26,7^{\circ}\text{C}$, $T_{bu,int,e}=19,4^{\circ}\text{C}$, $T_{ext,e}=35^{\circ}\text{C}$, $d=1,60\text{mm}$, $L=0,888\text{m}$).

Com o aumento de vazão de refrigerante bombeada no compressor, a temperatura de evaporação diminui e a de condensação aumenta. Isto ocorre porque o tubo capilar e o compressor buscam um equilíbrio, se a vazão no compressor aumentou, a diferença entre as pressões de evaporação e condensação ficou maior para aumentar a vazão de refrigerante no tubo capilar.

A capacidade de refrigeração aumenta com a diminuição da queda de pressão nas válvulas, em função do decréscimo da temperatura de evaporação.

A potência de compressão aumenta com o decréscimo da queda de pressão. Ocorre que as influências do aumento da taxa de compressão e do aumento da vazão, são maiores que a influência do decréscimo do volume específico do refrigerante na câmara de sucção.

A Figura 6.16 mostra as influências da variação do calor que o refrigerante recebe desde a sua entrada no compressor até chegar na câmara de sucção. Este calor o refrigerante recebe do motor elétrico e do cilindro. Este calor é variado para observa as influências nas características do ciclo de refrigeração. A diminuição deste calor, decresce o volume específico do refrigerante na entrada da câmara de sucção, aumentando a vazão de refrigerante bombeada pelo cilindro do compressor. Portanto, novamente, têm-se o aumento da temperatura de condensação e a diminuição da temperatura de evaporação, buscando o equilíbrio de vazão entre o tubo capilar e o compressor.

A capacidade de refrigeração aumenta com o decréscimo da temperatura de evaporação.

A potência de compressão permanece quase que constante. A diminuição do calor que o refrigerante recebe, aumenta a taxa de compressão e a vazão de refrigerante, o que faz aumentar a potência necessária para a compressão do vapor refrigerante. Mas, o volume específico do refrigerante decresce fortemente, o que diminuiria a potência de compressão. Fazendo com que tenha somente, um ligeiro aumento.

Observamos acréscimo da capacidade de refrigeração e ligeiro acréscimo da potência de compressão e conseqüentemente, ligeiro acréscimo da potência consumida pelo compressor. Portanto, o EER do condicionador de ar aumenta com a diminuição do calor recebido pelo refrigerante.

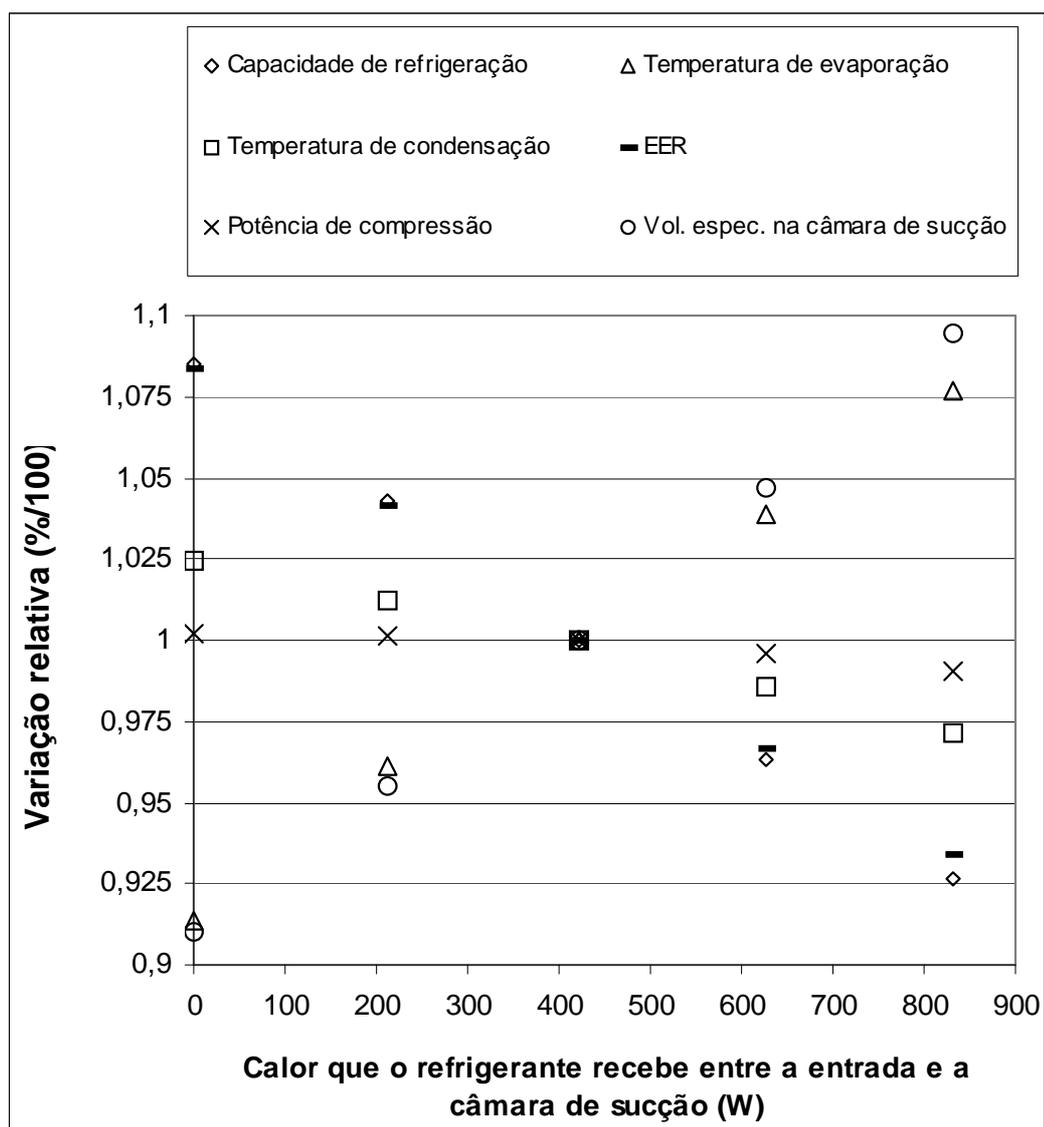


Figura 6.16 – Variação de características do ciclo de refrigeração em função da queda de pressão do refrigerante nas válvulas de sucção de descarga do cilindro do compressor ($T_{int,e}=26,7^{\circ}\text{C}$, $T_{bu,int,e}=19,4^{\circ}\text{C}$, $T_{ext,e}=35^{\circ}\text{C}$, $d=1,60\text{mm}$, $L=0,888\text{m}$).

Conclui-se, através dos resultados apresentados nas Figuras 6. 9 - 6.16, que este tipo de modelagem mostra-se como uma ferramenta interessante para estudar e otimizar sistemas de refrigeração e condicionamento de ar.

7 MODELAGEM EMPÍRICA DE CONDICIONADORES DE AR RESIDENCIAIS

Com o objetivo de simplificar ainda mais a modelagem de equipamentos de climatização, modelos empíricos de condicionadores de ar residenciais são apresentados, neste capítulo, e integrados a um código de simulação de ambientes.

Em geral, os principais objetivos das análises térmicas em construções como edifícios de escritórios, edifícios residenciais e *shopping centers* são:

- i) Providenciar conforto térmico da melhor maneira aos usuários;
- ii) Evitar o desperdício de energia para diminuir o custo de operação de equipamentos de climatização; e
- iii) Simular ambientes interagindo com equipamentos de climatização.

Porém, não existem muitos tipos de modelos para prever desempenho de equipamentos, especialmente de condicionadores de ar residenciais, os quais são muito utilizados no Brasil.

Programas de simulação de ambientes como DOE-2.0 (1993), DOMUS (2003) e Clim2000 (1993) utilizam modelagem empírica de equipamentos de condicionamento de ar, baseados em tabelas de dados de desempenho normalmente divulgadas por fabricantes. Porém, fabricantes de condicionadores de ar residenciais do tipo janela, normalmente não informam tais tabelas.

Este cenário encoraja o desenvolvimento e o estudo de modelos empíricos, apropriados para integração com *softwares* de simulação de ambientes. Este tipo de modelagem permite aos usuários muito menos esforço para prever o desempenho de equipamentos e tem como principal objetivo facilitar a integração de modelos de equipamentos com programas computacionais de análise térmica de ambientes. Os modelos, obtidos por regressão polinomial, prevêm a capacidade total de refrigeração, a capacidade sensível e o EER – *Energy Efficiency Ratio* ou Coeficiente de Eficiência Energética, com ótima exatidão. Estas características de

desempenho são calculadas como funções das temperaturas de bulbo úmido do ambiente interno ($T_{bu,int,e}$) e da temperatura de bulbo seco do ambiente externo ($T_{ext,e}$).

Os modelos são baseados em dados experimentais realizados em calorímetros apropriados para ensaiar condicionadores de ar domésticos. Os calorímetros são apresentados detalhadamente no Capítulo 2.

Os condicionadores de ar modelados, neste capítulo, usam HCFC-22 como fluido refrigerante e são de três diferentes fabricantes, possuindo características bem diferentes quanto, por exemplo, difusores de ar de insuflamento, circuitos dos trocadores de calor, geometrias diferentes de aletas dos trocadores e capacidades de refrigeração nominais. Todos os modelos utilizam o ciclo de compressão de vapor mostrado na Figura 1.1.

A aplicabilidade e funcionalidade deste tipo de modelagem foram investigadas integrando-a com o programa de simulação de ambientes DOMUS (Mendes *et al.*, 2003), tal como apresentado na Seção 7.3. O modelo é baseado numa formulação global para cálculo da temperatura do ar da sala e umidade relativa. No balanço de energia, cargas de transferência de calor por condução sensível e latente, transferência de calor por convecção, radiação solar de onda curta, radiação de onda longa entre superfícies, infiltração, ventilação e cargas relacionadas com sistemas de climatização são consideradas. As cargas por condução sensível e latente que atravessam a superfície de controle de cada zona são descritas em Mendes *et al.* (2003).

7.1 Modelos de condicionadores de ar

A avaliação de desempenho de sistemas de condicionamento de ar durante o desenvolvimento de produtos é feita, pelos fabricantes, utilizando equipamentos de teste chamados de calorímetros. De acordo com a norma ISO 5151 (1994), há três tipos de calorímetros: psicrométrico, balanceado e calibrado. No desenvolvimento dos modelos deste capítulo, foram utilizados ambos os calorímetros psicrométrico e balanceado, descritos detalhadamente no Capítulo 2.

Os modelos para cálculo das características de desempenho dos condicionadores de ar foram empiricamente obtidos utilizando dados de entrada e de saída coletados pelo sistema de aquisição de dados conectados aos calorímetros. Seus desempenhos são descritos por correlações matemáticas escritas explicitamente para calcular os fatores (Z) da capacidade total de refrigeração (C_T), da capacidade sensível de refrigeração (C_S) e do coeficiente de eficiência energética (EER) em função da temperatura de bulbo úmido do lado da sala ou ambiente interno e da temperatura de bulbo seco do ambiente externo como expressado pela Equação 7.1.

$$Z_{CT}, Z_{CS}, Z_{EER} = a_0 + a_1 T_{bu_{int,e}} + a_2 T_{bu_{int,e}}^2 + a_3 T_{ext,e} + a_4 T_{ext,e}^2 + a_5 T_{bu_{int,e}} T_{ext,e}, \quad (7.1)$$

onde os fatores Z são adimensionalizados, por exemplo, para qualquer condição de $T_{bu_{int,e}}$ e $T_{ext,e}$; Z_{CT} é igual a razão da capacidade de refrigeração real pela nominal ($Z_{CT} = C_T/C_{T,nom}$).

A adimensionalização permite comparar o comportamento de vários equipamentos e permite ainda a utilização dos coeficientes obtidos de um aparelho, para modelagem aproximada de outro sistema.

Este tipo de modelagem em regime permanente é utilizada no programa de simulação de ambientes DOE-2.0 (Winkelmann et al., 1993) e recomendada pela ASHRAE (1997).

A Tabela 7.1 mostra características dos quatro diferentes condicionadores de ar modelados e dos testes realizados. A capacidade nominal é o valor medido obtido sob condições normalizadas. A Tabela 7.2 apresenta os coeficientes da equação bi-quadrática para cálculo da capacidade total de refrigeração, capacidade sensível e o coeficiente de eficiência energética para os mesmos condicionadores de ar.

O condicionador de ar A foi ensaiado em um calorímetro do tipo psicrométrico, os demais em um calorímetro do tipo balanceado (ISO 5151, 1994).

Doravante, neste capítulo, os condicionadores de ar residenciais serão designados também pelo termo RAC (*Room Air Conditioner*).

Tabela 7.1 – Características dos condicionadores de ar modelados.

RAC	$C_{T,nom}$ (Btu/h)	EER_{nom} (Btu/hW)	$C_{S,nom}$ (Btu/h)	Tipo do Compressor	Vazão de ar na condição normalizada (kg/s)	Faixa ensaiada de $T_{bu,int,e}$ (°C)	Faixa ensaiada de $T_{ext,e}$ (°C)
A	9060	7,0	6939	Alternativo	0,1438	10,9 a 24,2	22,4 a 40,9
B	9900	9,4	5871	Rotativo	0,1346	12,4 a 23,2	26,6 a 41,1
C	11960	10,1	7619	Rotativo	0,1495	11,5 a 23,9	26,1 a 42,8
D	7150	9,8	4370	Rotativo	0,0800	11,0 a 24,1	24,1 a 42,8

Tabela 7.2 – Coeficientes das correlações.

RAC		a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	R^2
A	C_T	0,25980104	0,08177077	-0,00061114	-0,00239426	-0,00022465	-0,00040407	0,992
	EER	0,63862143	0,10185857	-0,00019429	-0,02036571	0,00008	-0,00140143	0,990
	C_S	1,81083213	0,02111948	-0,00465104	-0,05035484	-0,00008299	0,00372398	0,640
B	C_T	-0,64923733	0,06520502	-0,00109588	0,04668802	-0,00101406	0,00058685	0,989
	EER	-0,38608209	0,13043817	-0,00139126	0,01649467	-0,00044456	-0,00094456	0,989
	C_S	0,25358180	-0,26485570	0,00494079	0,16734804	-0,00261926	0,00184341	0,701
C	C_T	0,89676	0,09595	-0,00277	-0,05400	0,00016	0,00144	0,973
	EER	1,67968	0,13061	-0,00300	-0,10015	0,00081	0,00066	0,961
	C_S	1,35820	-0,10118	0,00020	0,03615	-0,00115	0,00241	0,651
D	C_T	1,96684	0,01675	0,00224	-0,08412	0,00131	-0,00125	0,971
	EER	2,80674	0,05401	0,0027	-0,13066	0,00211	-0,00281	0,982
	C_S	2,74981	-0,10058	-0,00193	-0,04881	-0,00043	0,00444	0,529

Os erros encontrados entre os valores calculados e medidos estão apresentados nas Figuras 7.1a, 7.1b e 7.1c. Essas figuras mostram os erros obtidos pela correlação matemática desenvolvida para o condicionador de ar “A” que foi ensaiado no calorímetro psicrométrico. Os erros encontrados pelas correlações obtidas para os demais condicionadores de ar são similares, os quais foram ensaiados no calorímetro balanceado. Nota-se que os erros gerados pelo modelo da capacidade sensível de refrigeração são maiores, devido a relativa baixa sensibilidade à temperatura de bulbo úmido do ambiente refrigerado. Neste ponto,

recomenda-se o desenvolvimento de novos modelos por regressão para cálculos mais precisos da capacidade sensível de condicionadores de ar de expansão direta.

Os erros relativos mostrados na Figura 7.1 validam o uso das correlações matemáticas (representadas pela Equação 7.1, veja os coeficientes na Tabela 7.2) para calcular com precisão o desempenho de condicionadores de ar dentro das faixas de temperaturas ensaiadas neste trabalho, mostradas na Tabela 7.1.

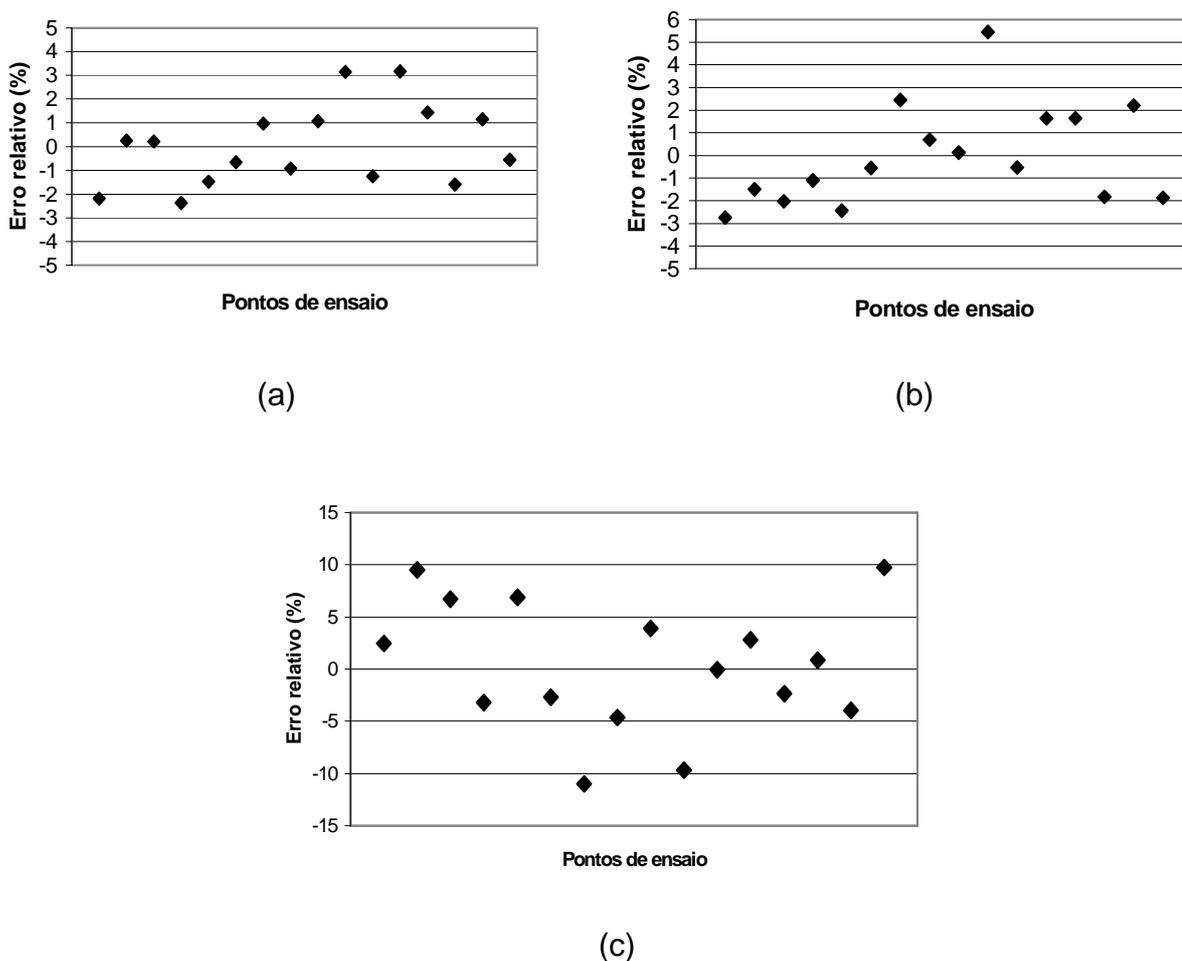


Figura 7.1 – Erros relativos para cálculo das características de desempenho do condicionador de ar
 A. (a) Capacidade de refrigeração total. (b) EER – Coeficiente de eficiência energética.
 (c) Capacidade de refrigeração sensível.

A Tabela 7.3 resume a magnitude dos erros relativos, em módulo, encontrados em todas as correlações obtidas para os condicionadores de ar.

Observa-se que apesar de as correlações para o fator de calor sensível oferecerem menor precisão, ainda oferecem resultados satisfatórios.

Tabela 7.3 – Resumo de erros.

RAC		Erro médio (%)	Erro máximo (%)	Erro mínimo (%)
A	C _T	1,40	3,18	0,22
	EER	1,80	5,45	0,14
	C _S	5,01	11,00	0,03
B	C _T	1,44	3,67	0,52
	EER	1,60	3,65	0,22
	C _S	7,96	16,08	0,69
C	C _T	2,48	7,38	0,01
	EER	3,30	8,33	0,05
	C _S	9,83	19,54	2,20
D	C _T	3,48	3,63	0,14
	EER	2,85	5,70	0,55
	C _S	10,11	25,02	3,24

A Figura 7.2 compara resultados experimentais com os valores calculados pelos modelos empírico (Tabela 7.2) e semi-empírico (Capítulo 6) para o RAC A na sua configuração original.

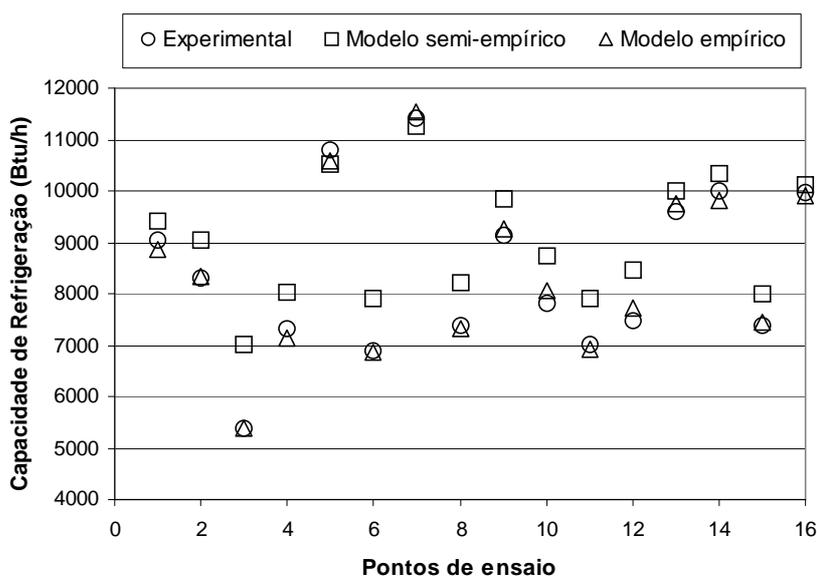


Figura 7.2 – Comparação entre modelos semi-empírico e empírico.

Observa-se que o modelo empírico possui maior precisão, portanto, para aplicações que somente pretende-se obter as capacidades de refrigeração sensível e total e o consumo de energia, o modelo empírico oferece melhores resultados. Já o modelo semi-empírico, não é tão preciso, mas possui demais potencialidades. Pode-se observar também que os maiores erros encontrados com o uso do modelo semi-empírico são para pontos de ensaio onde a capacidade medida é relativamente baixa.

A capacidade de refrigeração nominal e o EER nominal foram obtidos nas condições normalizadas: $T_{int,e}=26,7^{\circ}\text{C}$; $T_{bu_{int,e}}=19,4^{\circ}\text{C}$; $T_{ext,e}=35,0^{\circ}\text{C}$ e $T_{bu_{ext,e}}=23,9^{\circ}\text{C}$ (ANSI/AHAM, 1992). Porém, o desempenho térmico e o consumo de energia variam fortemente com a temperatura e umidade, como pode-se observar nas Figuras 7.3-7.8.

A Figura 7.3 mostra que a capacidade total de refrigeração aumenta com a temperatura de bulbo úmido do ambiente interno. Nota-se também uma sensibilidade à temperatura de bulbo seco do ambiente externo similar para os quatro produtos. Este aumento da capacidade de refrigeração é devido a maior diferença entre a temperatura de evaporação e a temperatura do ar de entrada do evaporador quando a temperatura de bulbo seco é aumentada e também devido a maior carga latente quando a temperatura de bulbo úmido é elevada.

De outro lado, a capacidade total de refrigeração decresce com a elevação da temperatura de bulbo seco do ambiente externo. Entretanto, o desempenho do condicionador de ar *A* decresce mais rapidamente com o acréscimo da temperatura do ambiente externo, o qual diminui a diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura do ar de entrada no condensador. Como esperado, tem-se uma menor taxa de calor rejeitado no condensador e menor eficiência energética, que pode ser observado na figura a seguir.

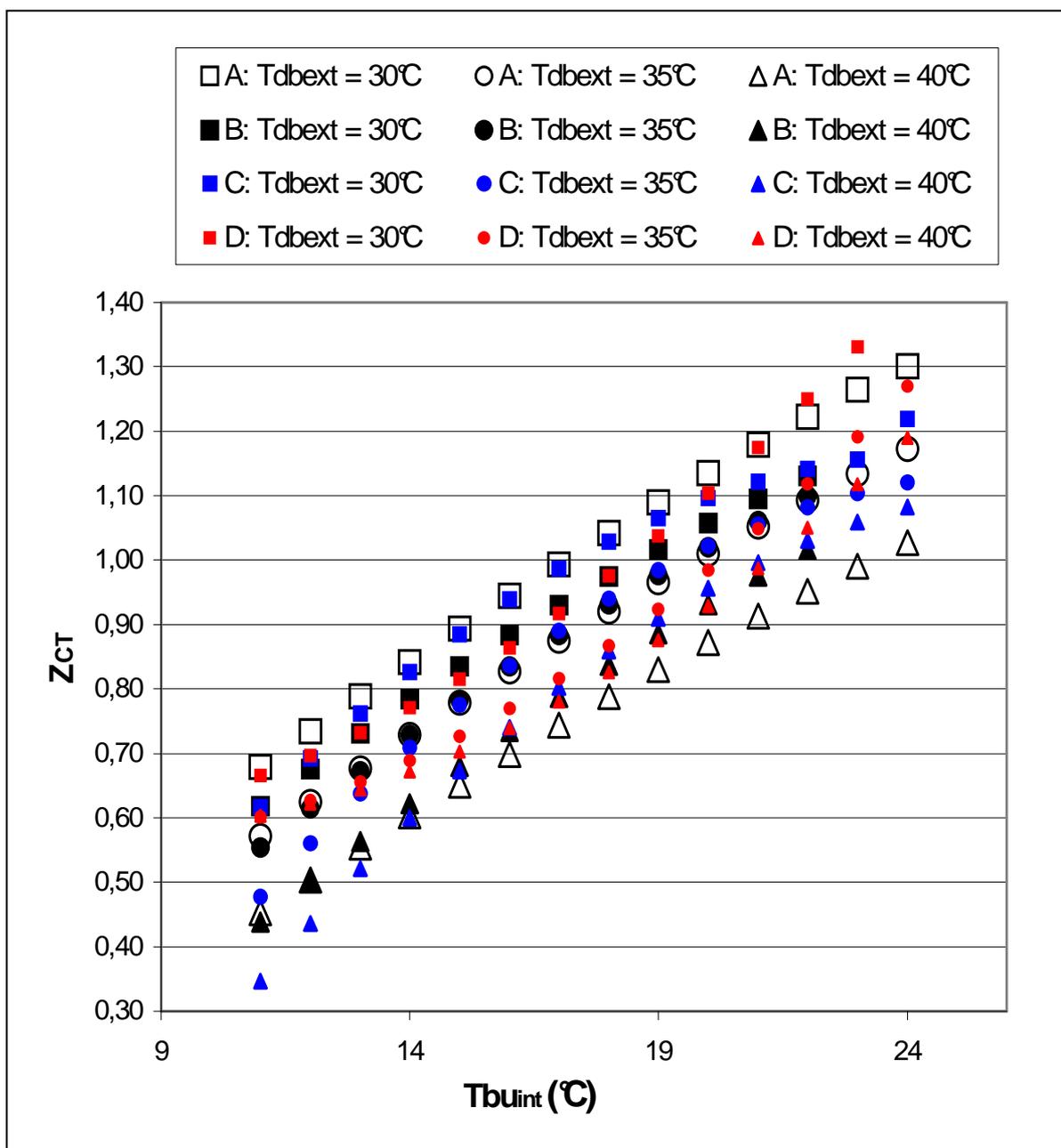


Figura 7.3 – Comparativo do fator de capacidade total de refrigeração sob diversas condições ambientes.

A Figura 7.4 ilustra o comportamento do EER para os condicionadores de ar A, B, C e D. Observa-se um comportamento similar para todos os equipamentos; o EER aumenta com a temperatura de bulbo úmido do ambiente interno e diminui quando a temperatura do ambiente externo aumenta. Notou-se que o consumo de energia do condicionador de ar A é muito maior, devido principalmente ao

compressor alternativo. Os compressores rotativos são mais eficientes energeticamente devido a algumas vantagens:

i) Eles não precisam de mecanismo para converter o movimento rotativo do eixo do motor para movimento alternativo do pistão, o que aumenta sua eficiência mecânica;

ii) O vapor de refrigerante de entrada do compressor adentra diretamente a câmara de compressão. No caso do compressor alternativo, o fluido refrigerante absorve calor do motor elétrico e do cilindro de compressão, aumentando seu volume específico antes de adentrar a câmara de compressão.

A sucção e a descarga do gás ocorre de maneira muito mais contínua, consumindo menor potência elétrica.

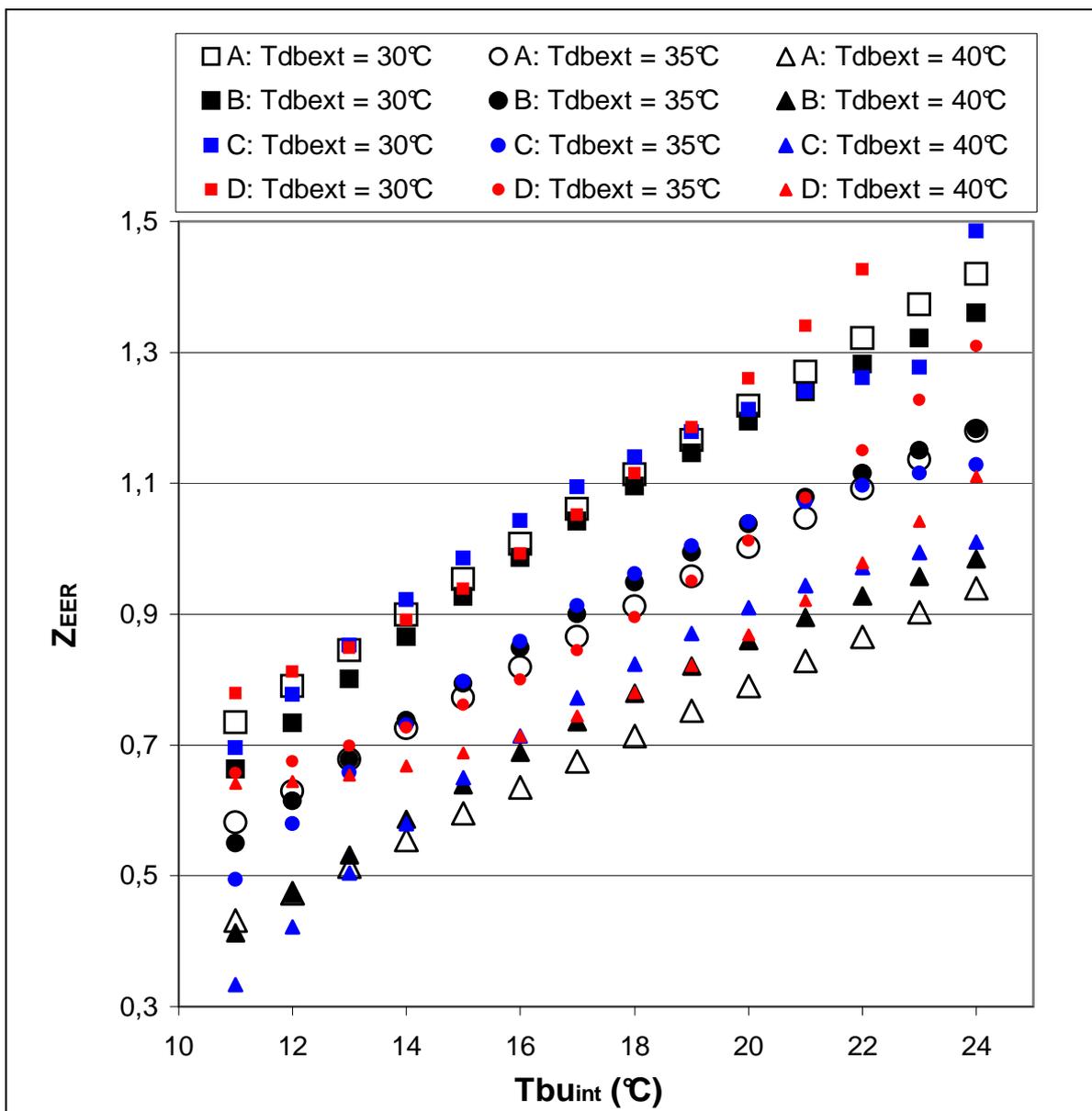


Figura 7.4 – Comparação de fator do EER sob diversas condições ambientes.

A Figura 7.5 mostra as curvas do fator de capacidade sensível para os condicionadores *A*, *B*, *C* e *D*. Diferentemente do que foi observado nas Figura 7.3 e 7.4, os comportamentos do equipamentos quanto a capacidade sensível de refrigeração foram diferentes em toda a faixa de temperatura de bulbo úmido interna. Somente os condicionadores *B* e *C* apresentaram comportamentos similares entre si.

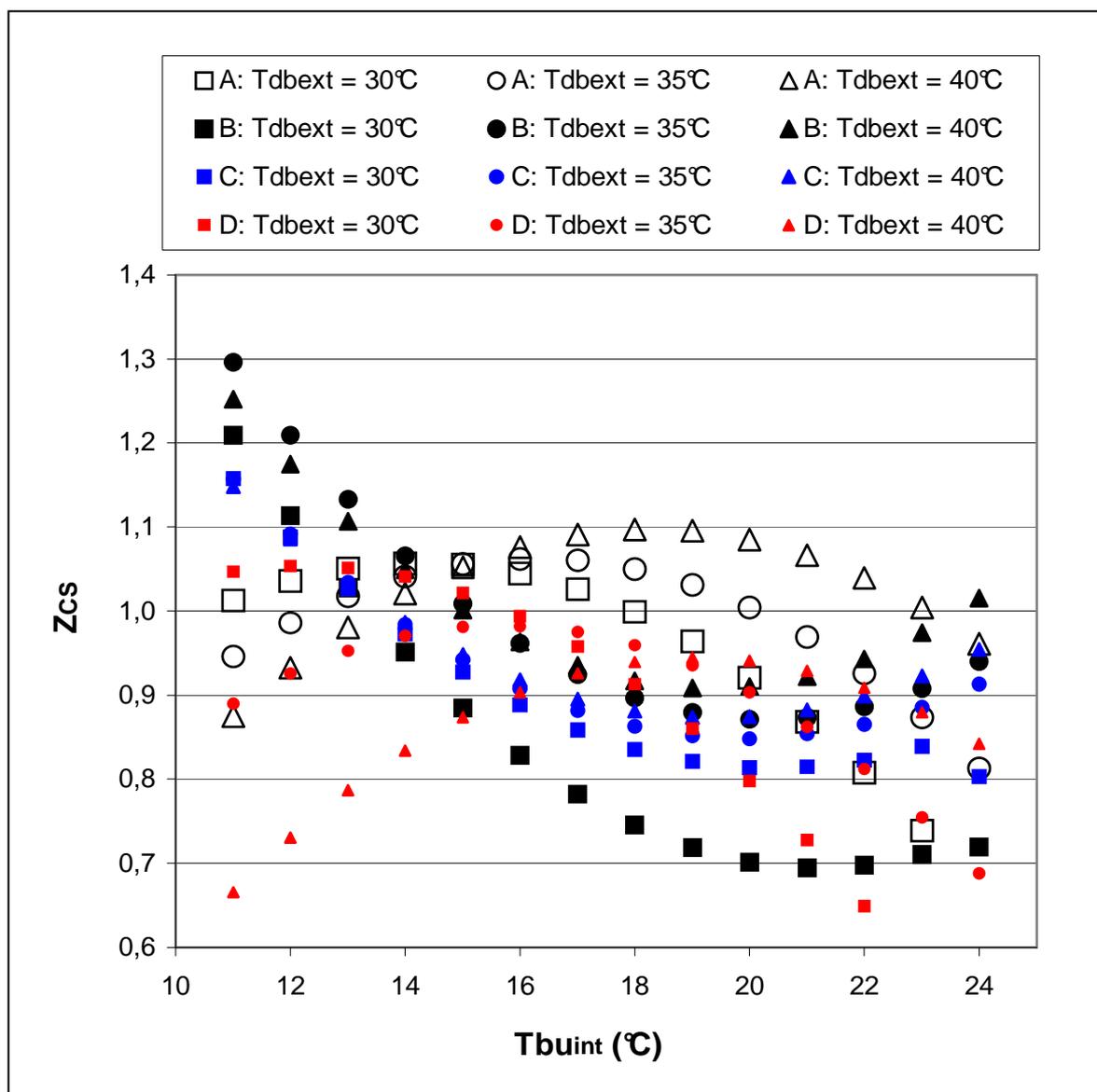


Figura 7.5 – Comparativo do fator de capacidade sensível sob várias condições ambientes.

7.2 Correlação Geral

Os quatro condicionadores de ar analisados são de três diferentes fabricantes, onde dois são fabricantes nacionais e um norte americano. As características construtivas dos trocadores de calor são diferentes e as capacidades nominais abrangem praticamente toda a faixa utilizada em residências. Portanto, é uma boa base estatística para propor-se correlações gerais para modelagem

empírica de condicionadores de ar domésticos da forma apresentada na Equação 7.1.

A Tabela 7.4 apresenta os coeficientes das correlações para cálculo dos fatores Z_{CT} e Z_{EER} , baseadas em todos os pontos de ensaio apresentados na Seção 7.1. Ao todo, são 48 pontos de ensaio.

As Figuras 7.6 e 7.7 ilustram as superfícies das correlações gerais traçadas em três dimensões. Nelas, podemos observar com mais detalhes como os fatores de capacidade de refrigeração, e EER variam em função das temperaturas. As Figuras 7.8 e 7.9 mostram os erros relativos entre valores medidos e calculados pelas correlações gerais. Observam-se erros um pouco superiores aos encontrados com as correlações específicas para cada RAC.

Tabela 7.4 – Coeficientes das correlações gerais.

RAC	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	R^2
C_T	1,12818	0,0606	-0,0002	-0,05246	0,000587	-0,00021	0,933
EER	1,30769	0,0986	-0,00024	-0,06461	0,000825	-0,00132	0,941

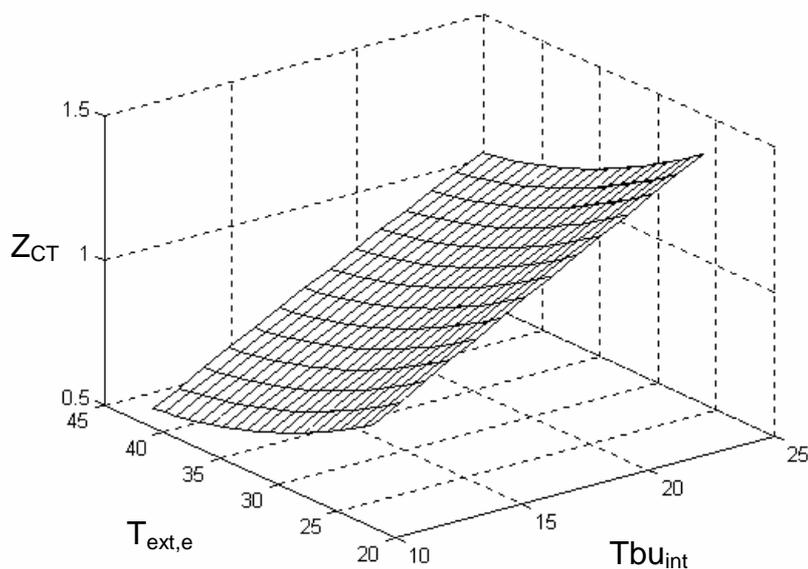


Figura 7.6 – Superfície da correlação geral para Z_{CT} .

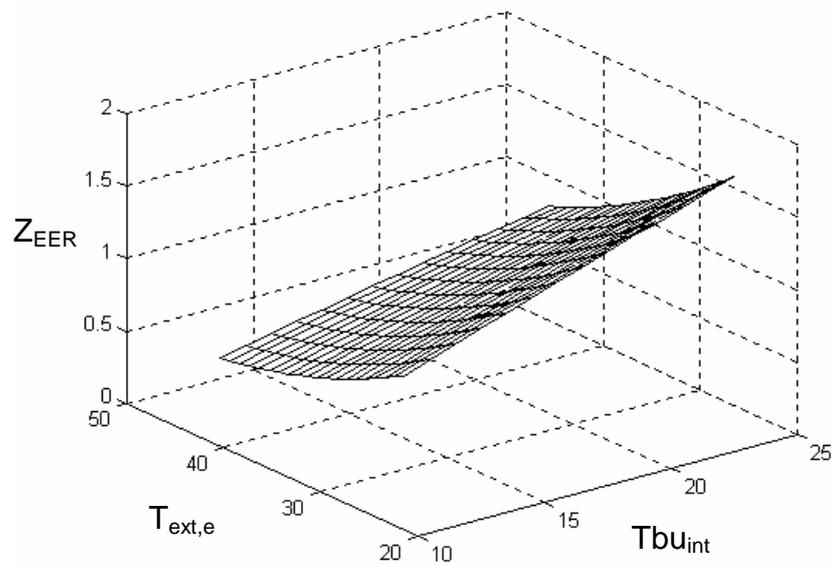


Figura 7.7 – Superfície da correlação geral para Z_{EER} .

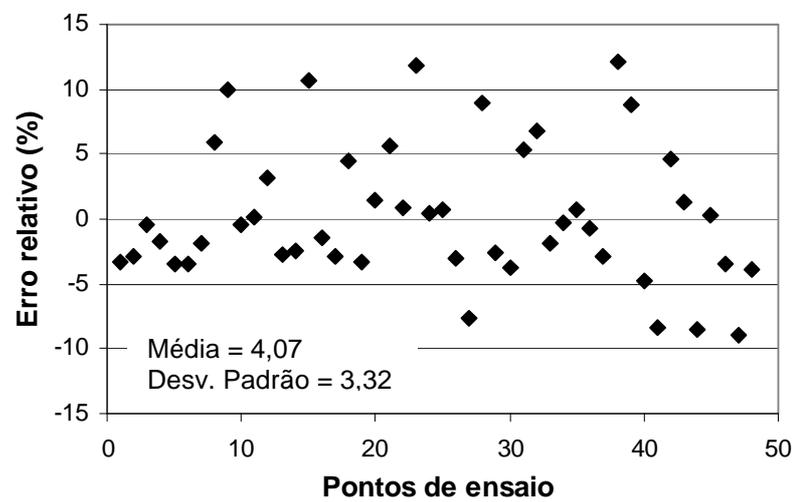


Figura 7.8 – Erros relativos para cálculo do fator de capacidade de refrigeração total.

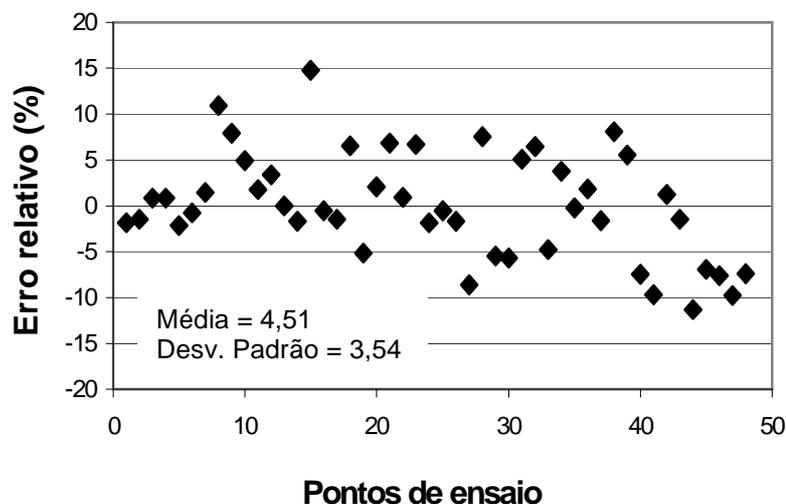


Figura 7.9 – Erros relativos para cálculo do fator de EER.

7.3 Integração a um ambiente

Os modelos empíricos de condicionadores de ar residenciais podem ser integrados ao programa de simulação de ambientes DOMUS (Mendes *et al.*, 2003), o qual usa um modelo dinâmico para análise do comportamento higrotérmico da edificação. Neste caso, uma formulação global, para cálculo da temperatura e do conteúdo de umidade, é considerada para cada zona da construção. A Equação 7.2 descreve o balanço de energia, para uma zona submetida a cargas térmicas por condução, convecção, radiação de onda curta, radiação de onda longa entre superfícies, infiltração, ventilação e de sistemas de climatização.

$$\dot{E}_t + \dot{E}_g = \rho_a c_{pa} V_a \frac{dT_{int}}{dt} \quad (7.2)$$

onde:

\dot{E}_t fluxo de energia que atravessa a sala (W)

\dot{E}_g taxa de geração de energia interna (W)

- ρ_a densidade do ar (kg/m^3)
 c_{pa} calor específico do ar (J / kg K)
 V_a volume da sala (m^3)
 T_{int} temperatura do ar da sala ($^{\circ}\text{C}$)

O termo \dot{E}_t , na equação da conservação de energia, inclui cargas térmicas associadas às paredes da construção (transferência de calor sensível e latente por condução), móveis (sensível e latente), insolação, aberturas (ventilação e infiltração) e sistemas de climatização ou ventilação. O fluxo total de calor por condução que atravessa a superfície de controle de cada zona está descrito por Mendes *et al.* (2003).

Para o problema de transferência combinada de calor e umidade através das paredes porosas de cada zona, Mendes *et al.* (2002) discretizaram as equações de conservação utilizando o método de formulação de volume de controle com um esquema de diferenças centradas e a diferença de concentração de vapor foi linearizada nas superfícies em termos de diferenças de temperatura e de conteúdo de umidade. As equações algébricas resultantes foram resolvidas utilizando o algoritmo MTDMA (*MultiTriDiagonal-Matrix Algorithm*) como descrito por Mendes e Philippi (2003).

Para o balanço de vapor d'água foi considerado: ventilação, infiltração, geração interna, paredes porosas, móveis, sistemas de climatização e respiração de pessoas. Desta maneira, a formulação global torna-se:

$$(\dot{m}_{inf} + \dot{m}_{vent})(w_{ext} - w_{int}) + J_{resp} + J_g + J_{pp} + J_{HVAC} = \rho_a V_a \frac{dw_{int}}{dt} \quad (7.3)$$

onde:

- \dot{m}_{inf} fluxo de ar por infiltração (kg/s)
 \dot{m}_{vent} fluxo de ar por ventilação (kg/s)
 w_{ext} umidade absoluta do ambiente externo ($\text{kg água/kg ar seco}$)

- w_{int} umidade absoluta do ambiente interno (kg água/kg ar seco)
- J_{resp} fluxo de vapor d'água causado pela respiração de ocupantes (kg/s)
- J_g taxa de geração interna de vapor d'água (kg/s)
- J_{pp} fluxo de vapor d'água pelas superfícies porosas (paredes, divisórias e móveis) (kg/s)
- J_{HVAC} fluxo de vapor pelo sistema de aquecimento, ventilação ou condicionamento de ar (kg/s)
- ρ_a densidade do ar (kg de ar seco/s)
- V_a volume de ar da sala (m^3)

O fluxo de vapor d'água da respiração de pessoas é calculado pelo método recomendado pela ASHRAE (1993), o qual que leva em conta a temperatura do ar da sala, umidade absoluta e atividade física de ocupantes.

A integração do modelo do condicionador de ar com o ambiente construído é feita inserindo a capacidade de refrigeração total (C_T) no segundo termo do lado esquerdo da equação da conservação de energia ao volume de controle da sala da (Equação 7.2).

A capacidade de refrigeração total é calculada pela multiplicação do fator Z_{CT} pela capacidade de refrigeração total nominal do equipamento ($C_T = Z_{CT}C_{T,nom}$). Porém, como o evaporador retira calor da sala, C_T tem sinal negativo na Equação 7.4.

Na equação de balanço de vapor d'água, o termo J_{HVAC} é calculado por:

$$J_{HVAC} = -\frac{C_T - C_S}{i_{lv}(\bar{T})} \quad (7.4)$$

onde \bar{T} é o valor médio entre as temperaturas da sala e do ar de insuflamento.

A temperatura do ar da sala (T_{int}) é calculada pela equação da conservação de energia, enquanto a temperatura do ar de insuflamento ($T_{int,s}$) é calculada pela seguinte equação:

$$T_{\text{int,s}} = T_{\text{int}} - \frac{C_s}{\dot{m}_a c_{p,a}} \quad (7.5)$$

O consumo de energia (E_c , kWh) é calculado por:

$$E_c = \frac{1}{1000} \int_0^{\tau} \frac{C_T}{\text{EER}} dt \quad (7.6)$$

onde τ é o período de simulação, no qual o condicionador de ar pode ser ligado e desligado para refrigerar a sala.

7.4 Resultados

As Figuras 7.10 e 7.11 mostram os dados de arquivo do clima de Curitiba, são dados de temperatura, umidade relativa e radiação solar, no mês de janeiro. Estes dados são reais coletados de hora em hora e foram obtidos do programa Umidus (Mendes *et al.*, 1999).

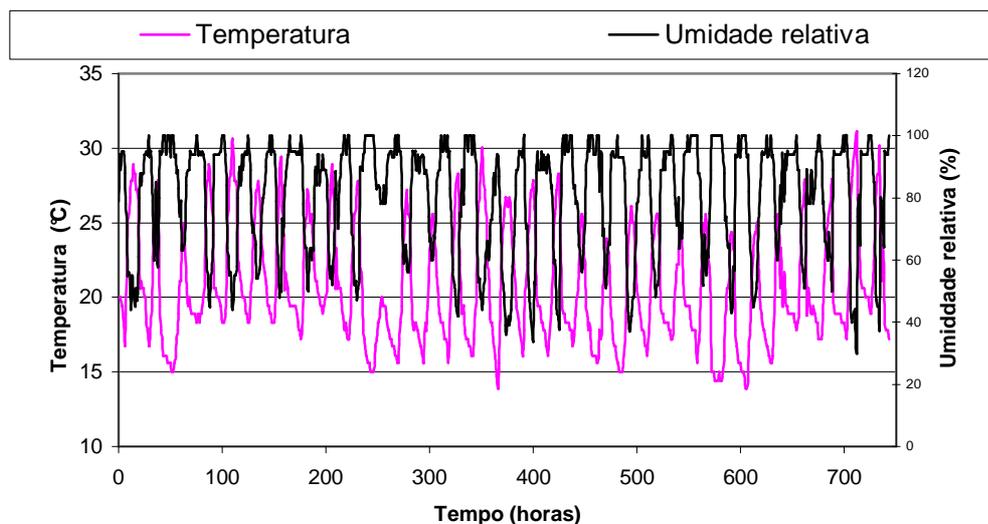


Figura 7.10 – Temperatura e umidade relativa da cidade de Curitiba-PR no mês de janeiro.

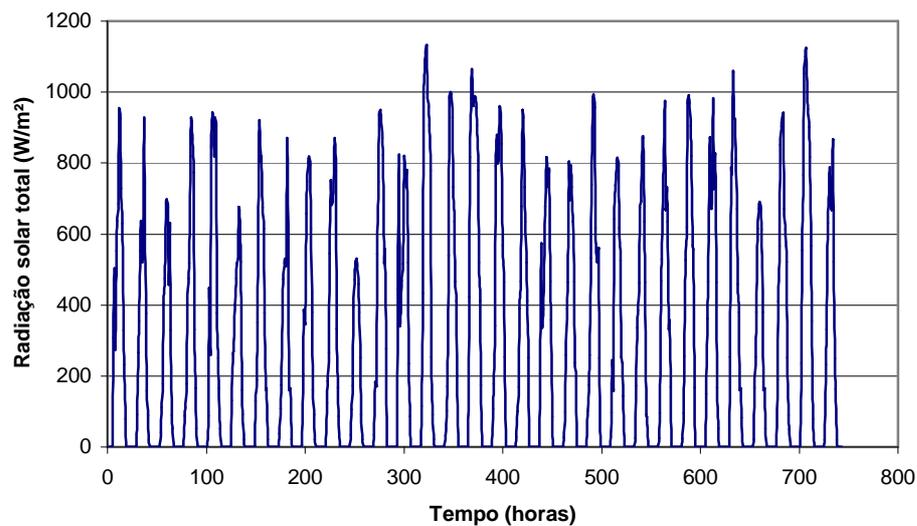


Figure 7.11 – Radiação solar total da cidade de Curitiba-PR no mês de janeiro.

A radiação solar total apresentada na Figura 7.11 foi calculada pelo modelo do DOE-2 (Winkelmann et. al., 1993) o qual baseia-se na nebulosidade do céu.

A construção de uma única zona simulada está ilustrada na Figura 7.12. Nenhuma geração interna de calor como pessoas, equipamentos e iluminação foi considerada, nem fontes de umidade. A área da sala possui 25m² e altura de 2,5m.

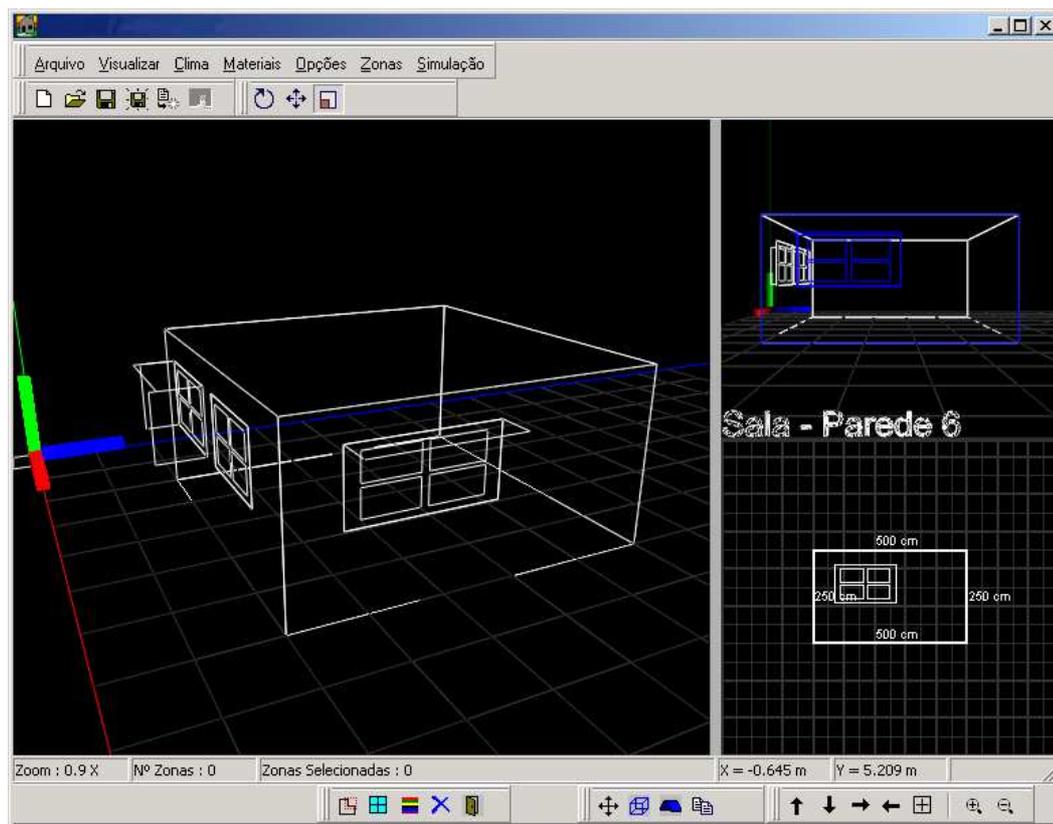


Figure 7.12 – Janela do programa DOMUS mostrando o ambiente simulado.

Os parâmetros de entrada estão apresentados na Figura 7.13. Uma simulação com passo de tempo de um minuto foi realizada para evitar perdas de informações do comportamento transiente, as quais poderiam afetar o histórico de temperatura e umidade relativa dentro da sala. Outro ponto a considerar, é que um passo de tempo pequeno é importante para a precisão da integração no tempo da potência do equipamento para cálculo do consumo de energia.

The image shows a software interface for simulation parameters. The window title is "Parametros da Simulação". It is divided into several sections:

- Intervalo Desejado:** Start date: 01/01 at 0 h; End date: 31/01 at 23 h. Includes a "Restaurar" button.
- Temperaturas:** Zona: Zona 1 - 6 Paredes; Temperatura Inicial: 20 °C; Umidade Inicial: 0.01 Kg/Kg.
- Período de Férias:** Férias: 01/01 à 31/01.
- Passo de Tempo:** 01 Minuto; Definir: 60 seg.
- Outros:** Pressão Atmosférica: 92 KPa; Critério de Convergência (T): 10 e -3; Critério de Convergência (W): 10 e -4; Número máximo de iterações: 150.
- Solo:** Refletividade: 0.2; Temperatura: 20 °C; Umidade Relativa: 0.75 %.
- Modelo de Umidade:** Nível de simplificação: Nivel 5 (mais simples) (selected).
- Conteúdo de Umidade:** 00.0 % (Usado nos modelos 3, 4 e 5).
- Calendário de Feriados:** Padrão Brasileiro (selected); Editar button.

An "Ok" button is located at the bottom right of the window.

Figure 7.13 – Parâmetros de entrada do programa Domus para simulação de um ambiente construído de uma única zona .

A Figura 7.14 apresenta uma comparação em termos de temperatura da sala, mostrando resultados da simulação com nenhum condicionador de ar no ambiente e resultados da temperatura da sala com condicionador de ar em dois casos diferentes: um equipado com compressor alternativo (condicionador *A*) e outro com compressor rotativo (condicionador *B*). Não há diferença na temperatura da sala nas simulações com condicionadores de ar, o que explica-se pelo hipotético controle PID utilizado nas simulações. As constantes do controle *PID* (*proportional*, *Integral*, *derivative*) usadas são iguais a 1; 0,5 e 500.

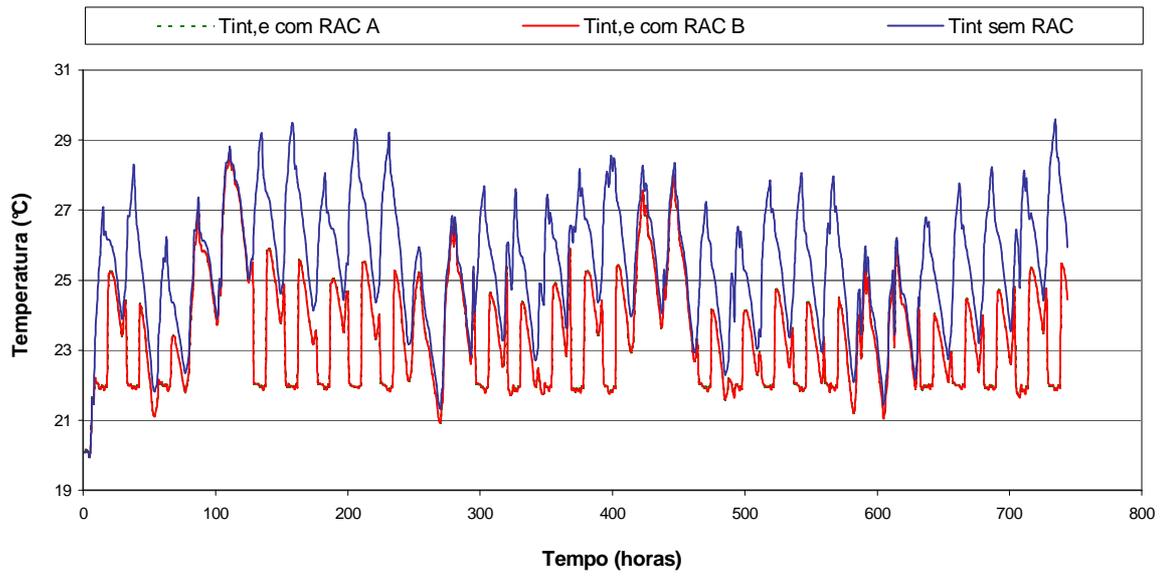


Figure 7.14 – Temperatura do ar da sala no mês de janeiro.

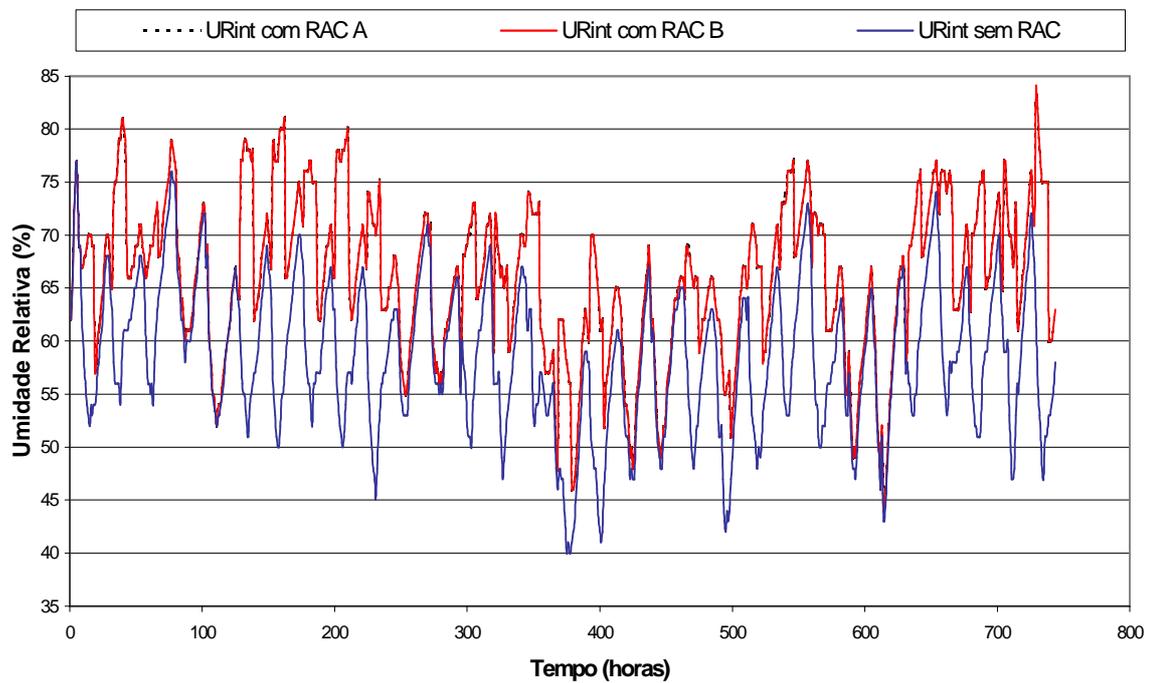


Figure 7.15 – Umidade relativa do ar da sala no mês de janeiro.

A Figura 7.15 ilustra uma comparação em termos de umidade relativa durante o mês de janeiro. Similarmente ao que foi observado com a temperatura, as simulações com os dois condicionadores de ar fornecem os mesmos valores de umidade relativa na sala. Porém, uma redução de 17% no consumo de energia foi observada quando para o caso do condicionador de ar *B*, que possui compressor rotativo. Este comportamento energeticamente eficiente para os condicionadores de ar com compressores rotativos era esperado como comentado na Seção 7.1, a respeito deste tipo de compressor.

As simulações realizadas, utilizando as correlações matemáticas obtidas em termos das temperaturas de bulbo úmido interna e bulbo seco externa, validam o uso deste tipo de modelagem para prever o consumo de energia e o desempenho de equipamentos de climatização integrados a ambientes construídos.

Uma sugestão para futuros trabalhos é a determinação de um novo modelo por regressão capaz de prever a capacidade sensível de refrigeração com maior precisão.

8 CONCLUSÕES

Modelos de sistemas de refrigeração têm sido desenvolvidos e utilizados com o objetivo de descrever o comportamento do sistema, e então: prever o desempenho e o consumo de energia do equipamento em qualquer condição de trabalho; realizar análise de sensibilidade frente a mudanças físicas e geométricas de componentes; tornar desenvolvimentos de produtos mais rápidos e com menos custos; e estudar a eficiência energética de ambientes construídos quando climatizados, integrando modelos de simulação de ambientes com modelos de sistemas de condicionamento de ar.

Os modelos de sistemas de condicionamento de ar, que utilizam compressão mecânica de vapor e expansão direta, encontrados na literatura, apresentam diferentes níveis de detalhamento físico. O objetivo deste trabalho foi estudar as potencialidades de modos de modelagem onde o detalhamento físico é reduzido, utilizando-se de ensaios experimentais no sistema a modelar.

Dois tipos de modelagem de sistemas de condicionamento de ar de expansão direta foram desenvolvidos e estudados, uma modelagem semi-empírica e outra empírica.

A semi-empírica desenvolve modelos para cada um dos componentes do ciclo, utilizando formulações baseadas em princípios físicos e cálculos através de correlações obtidas de ensaios experimentais previamente realizados no sistema a modelar. Todos os modelos dos componentes individuais foram validados com ensaios experimentais, apresentando reduzidos níveis de erros.

O modelo do compressor foi validado com 10 ensaios experimentais. Para a vazão mássica, os erros relativos são de até 2,1%. Para a entalpia específica do refrigerante na saída do compressor, encontrou-se erros de até 4,0%. Finalmente, para a potência consumida pelo compressor, os erros são de até 1,2%.

O modelo do evaporador utilizado na modelo de integração foi o semi-empírico (Seção 4.2.2). Seus resultados foram comparados a 49 pontos de ensaios, onde 95,9% dos pontos apresentam erros de até 10,0%.

O modelo do condensador utilizado no modelo de integração foi o semi-empírico (Seção 4.3.2). Seus resultados foram comparados a 31 pontos de ensaios, onde 90,9% dos pontos apresentam erros de até 10,0%.

O modelo do tubo capilar foi validado utilizando-se de dados de outros quatro autores. Ao todo foram 44 diferentes condições testadas. A média dos erros relativos entre resultados calculados e fornecidos por autores, nos 44 pontos, é de 6,3%. Sendo o desvio padrão de 6,6%.

Após a integração dos componentes, pôde-se prever o desempenho de refrigeração, o consumo de energia e as características do ciclo de refrigeração em todas as faixas normalmente utilizadas de temperatura e umidade nos ambientes refrigerado e externo com um bom nível de precisão e de um modo muito interessante. Com o uso do programa, é possível estudar o sistema modelado, otimizando-o, ou ainda, aprender sobre o comportamento dinâmico de um sistema de refrigeração. Os erros encontrados para cálculo da capacidade total de refrigeração encontram-se dentro da faixa de -5% a 20%, tendendo a erros positivos, devido as baixas pressões de evaporação previstas pelo modelo. Este tipo de erro não foi previsto, acredita-se que sejam devidos a uma ou mais hipóteses utilizadas na modelagem, como a consideração do tubo capilar adiabático e desconsideração das perdas de pressão nos trocadores.

A principal desvantagem observada neste tipo de modelagem é a não possibilidade de determinar a carga ótima de fluido refrigerante de um sistema através do programa, pois ele necessita de dados de ensaio após a determinação da carga ótima de refrigerante, que dura um dia de ensaios em calorímetro. Outra desvantagem é a de não possibilitar o cálculo do estado do refrigerante em qualquer trecho de tubo dos trocadores de calor. Esta característica torna necessário fixar o grau de superaquecimento na entrada do compressor antes da simulação.

Como sugestão para trabalhos futuros, seria interessante o desenvolvimento de modelos analíticos para os trocadores de calor em conjunto com um forte trabalho experimental para comparar as potencialidades reais de cada tipo de modelagem.

No caso da modelagem empírica, utilizaram-se correlações matemáticas obtidas por regressão polinomial de dados de ensaio realizados em calorímetros. As

correlações prevêm as capacidades de refrigeração total e sensível e o coeficiente de eficiência energética (EER) dos equipamentos como funções da temperatura de bulbo úmido do ambiente interno e da temperatura de bulbo seco do ambiente externo. Este tipo de modelagem mostrou-se muito precisa, interessante e também muito útil para serem integradas a programas de simulação térmica e energética de ambientes construídos. Foram modelados quatro condicionadores de ar residenciais de três diferentes fabricantes, um deles do mercado norte-americano.

Comportamentos parecidos foram observados para a capacidade de refrigeração e o EER dos aparelhos modelados. O que possibilitou o desenvolvimento de correlações gerais para uso em qualquer condicionador de ar residencial. As correlações gerais para cálculo do fator da capacidade total e do EER foram validadas contra os 48 pontos de ensaio feitos nos quatro condicionadores de ar. Para a capacidade total de refrigeração, 93,8% dos pontos de ensaio ficaram dentro da faixa de 10% de erro. Para cálculo do EER, um desempenho idêntico foi observado.

Observou-se diferentes comportamentos para a variação da capacidade sensível de refrigeração nos diferentes condicionadores de ar modelados, o que não sugere o desenvolvimento de uma correlação geral para cálculo da capacidade sensível.

Foram realizadas simulações em um ambiente de 25 m², contendo um condicionador de ar residencial, utilizando o programa DOMUS (Mendes *et al.*, 2003). A integração entre os modelos pode ser feita de um modo simples e o método de integração foi apresentado. Como resultado das simulações, pôde-se observar diferentes níveis de consumo de energia para os equipamentos simulados. O usuário do programa pode então, estudar modificações arquitetônicas no ambiente e observar a variação do consumo de energia de um sistema de climatização, tornando-se assim, uma ferramenta extremamente útil e interessante. Além do mais, pode-se analisar condições ótimas para o funcionamento de termostatos para diferentes climas e tipos de edificações.

Como sugestão para futuros trabalhos, que objetivam o estudo de modelos de regressão polinomial baseados em dados empíricos, propõe-se o desenvolvimento de uma correlação matemática capaz de prever a capacidade sensível de

refrigeração com maior exatidão. O fator de capacidade sensível pode ser descrito como função das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido da sala ou ambiente interno e da temperatura de bulbo seco do ambiente externo.

A modelagem empírica de condicionadores de ar mostrou-se mais precisa para previsão das características de desempenho de refrigeração, sendo capaz de prever as capacidades total e sensível de refrigeração e o consumo de energia. Para a capacidade de refrigeração, as médias dos erros relativos entre dados experimentais e valores calculados, são de até 3,5% (Tabela 7.3).

Por outro lado, o modelo semi-empírico que integra os componentes do ciclo não oferece tanta precisão nos resultados. Para a capacidade de refrigeração total, a média dos erros encontrados para o condicionador de ar modelado é de 8,5%. Mas o modelo semi-empírico possui a vantagem da monitoração de diversos parâmetros e características do sistema frente a modificação de outras características. Isto pôde ser observado nas análises de sensibilidade realizadas no Capítulo 6, onde variou-se condições ambientes, características do evaporador, condensador, tubo capilar e compressor. Sendo possível avaliar as características do ciclo de refrigeração para todos os casos.

Os modelos dos trocadores de calor do Capítulo 4 e os modelos empíricos de condicionadores de ar apresentados no Capítulo 7 utilizam dados experimentais. Os condicionadores de ar são ensaiados em equipamentos chamados de calorímetros, apresentados no Capítulo 2. Foram utilizados dois tipos de calorímetros: um do tipo balanceado e outro psicrométrico. Os métodos de ensaio destes calorímetros foram investigados através do cálculo das incertezas de medição relacionadas aos instrumentos de medição utilizados. O calorímetro balanceado mostrou-se mais preciso, apresentando incertezas de medição de até 2,0%. Por outro lado, o método de medição utilizado no calorímetro psicrométrico apresentou incertezas de medição de até 3,5%.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSI / AHAM RAC-1-1992, American National Standard Room Air Conditioner.

ANSI / ASHRAE 51-1985 ANSI / AMCA standard 210-85, Laboratory methods of testing fans for rating.

ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Handbook of Fundamentals. Atlanta:ASHRAE, 1997.

Bittle, R. R., Pate, M. B., A theoretical model for predicting adiabatic capillary tube performance with alternative refrigerants, ASHRAE Transactions, v. 102, n. 2, pp. 52 - 64, 1996.

Boabaid Neto, C. , Análise do desempenho de tubo capilares adiabáticos, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 1994.

Bonneau, D., Rongère F-X., Covallet, D., Gautier B., Clim2000: modular software for energy simulation in buildings, International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA '93), 1993, Adélaide, Australia.

Cecchini, C., Marchal, D., A simulation model of refrigerating and air-conditioning equipment based on experimental data, ASHRAE Transactions, v. 97, n. 2, pp. 388-396, 1991.

Chi, J., Didion, D., A simulation model of the transient performance of a heat pump, International Journal of Refrigeration, v. 5, n. 3, pp. 176-184, 1982.

Corrêa, J.E., Análise dinâmica do comportamento integrado de edificações e sistemas de climatização, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 1998.

Domanski, P. , Didion, D., Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle with Constant Flow Area Expansion Device, National Bureau of Standards, Washington, D.C., USA, 1983.

Domanski, P.A., Simulation of na evaporator with nonuniform one-dimensional air distribution, ASHRAE Transactions, n. 1, pp. 793-802, 1991.

Dongsoo Jung, Park. C., Park Byungjin, Capillary tube selection for HCFC22 alternatives, International Journal of Refrigeration, 22, pp. 604-614, 1999.

Guths et all, Um transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial, Anais do Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – COBEM-CIDIM, 1995.

-
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Fundamentos de Transferência de Calor e Massa, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro - RJ, terceira edição, 1992.
- ISO 5151: 1994 (E), Non-ducted air conditioners and heat pumps – Testing and rating for performance.
- ISO 917: 1989 (E), Testing of refrigerant compressors.
- Jakobsen, A., Energy optimization of refrigeration systems, Ph.D. Thesis, University of Denmark, Lyngby, Denmark, 1995.
- Kakaç, S., Bergles, A.E., Fernandes, E.O., Two-Phase flow heat exchangers – thermal-hydraulic fundamentals and design, Nato ASI Series, Series E: Applied Sciences – v. 143, 1988.
- Kakaç, S., Boilers, evaporators and condensers, John Wiley & Sons, INC., 1991.
- Kays, W. M., Crawford, M. E., Convective Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill, New York, 1993
- Kays, W. M., London, A. L., Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill, New York, 1984.
- Kim, M. H., Air side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers, International Journal of Refrigeration, v.25, pp. 390-400, 2002.
- Kim, S. G., Kim M. S., Ro S. T., Experimental investigation of the performance of R22, R407C and R410A in several capillary tubes for air-conditioners, International Journal of Refrigeration, v.25, pp. 521-531, 2002.
- Klein, F. H., Desenvolvimento de um código computacional para análise do desempenho de refrigeradores domésticos, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 1998.
- Kuehl, S. J., Goldschmidt, V. W., Steady flows of R-22 through capillary tubes: test data, ASHRAE Transactions, v. 96, n. 1, pp. 719-728, 1990.
- Lunardi, M.E., Simulação numérica do comportamento dinâmico de refrigeradores domésticos, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 1991.
- Marques, M.E., Simulação numérica de condicionadores de ar de janela, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 1991.

-
- Mendes N., Estudo de redução de consumo de energia em sistemas domésticos de refrigeração, Relatório interno do laboratório de sistemas térmicos, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, 2001.
- Mendes N., Oliveira R.C.L.F. e Santos G.H., DOMUS 1.0: A Brazilian PC Program for Building Simulation, Seventh International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA'01), v.1, n.1, p.83-89, Rio de Janeiro, Brazil, 2001.
- Mendes N., Philippi P.C. and Lamberts R., A New Mathematical Method to Solve Highly-Coupled Equations of Heat and Mass Transfer in Porous Media, International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 45/3, pp. 509-518, 2002.
- Mendes, N. and Philippi, P. C., MultiTridiagonal Matrix Algorithm for Coupled Heat Transfer in Porous Media: Stability Analysis and Computational Performance, Journal of Porous Media, 2003. (In press)
- Meyer J. J., Dunn, W. E., New insights into the behavior of the metastable region of na operating capillary tube, HVAC&R Research, v. 4, n. 1, pp. 105-115, 1998.
- NIST, Propriedades termodinâmicas e termofísicas do R-22. Disponível em: <<http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid>> Acesso em set. 2002.
- Popovic, P., Shapiro, H. N., A semi-empirical method for modeling a reciprocating compressor in refrigeration systems, ASHRAE Transactions, v. 101, n. 2, pp. 367-382, 1995.
- Reynolds, W. C., Thermodynamic Properties in SI, Publicado pelo departamento de engenharia mecânica da Universidade de Stanford, 199-.
- Stoecker, W.F., Jones, J.W., Refrigeração e Ar Condicionado, McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1985.
- Taylor, J. L., Fundamentals of Measurement Error, Neff Instrument Corporation, 1988.
- Threlkeld, J. L., Thermal Environmental Engineering, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1970.
- Wang, C. C., Lee C. J., Chang C. T., Lin S. P., Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, v.42, pp. 1945-1956, 1999.
- Wang, C. C., Lin Y. T., Lee C. J., Heat and momentum transfer for compact louvered fin-and-tube heat exchangers in wet conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer, v.43, pp. 3443-3452, 2000.

- Welter, B. M., Utilização de modelos matemáticos na implementação de um programa de computador para simulação de refrigeradores domésticos, Dissertação de mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, Brasil, 2001.
- Winkelmann F. C., Birdsall B. E., Buhl W. F., Ellington K. L., Erdem A. E. DOE-2 Supplement, V. I, Version 2.1E, Energy and Environment Division. Lawrence Berkeley Laboratory. University of California, Berkeley, CA, 1993a.
- Winkelmann F. C., Birdsall B. E., Buhl W. F., Ellington, K. L., Erdem A. E. DOE-2 Supplement, V. II, version 2.1E, Energy and Environment Division. Lawrence Berkeley Laboratory. University of California, Berkeley, CA, 1993b.
- Wylen, G. V., Sontag, R., Borgnakke, C., Fundamentos da Termodinâmica Clássica, Edgard Blücher Ltda., São Paulo, 1995.
- Yasuda, H., Touber, S., Machielson, Simulation model of a vapor compression refrigeration system, ASHRAE Transactions, v. 89, n. 2787, Part. 2A, pp. 408-425, 1983.

OBRAS NÃO CITADAS

- ANBT / NBR 5858-1983, Condicionador de ar doméstico (especificação).
- ANBT / NBR 5882-1983, Condicionador de ar doméstico – determinação das características.
- Corrêa, J.E., Melo, C., Negrão, C.O.R., Modelo semi-empírico de condicionador de gabinete resfriado a ar para análise dinâmica do comportamento integrado de edificações e sistemas de climatização, Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Natal, 2000.
- Kuehl, S. J., Goldschmidt, V. W., Modeling of steady flows of R-22 through capillary tubes, ASHRAE Transactions, v. 97, n. 1, pp. 139-148, 1991.
- Seixlack, A. L., Modelagem do escoamento bifásico em tubos capilares, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 1996.
- Wang. C.C. et al., A Generalized Friction Correlation for Louver Fin Geometry, International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 43, pp. 2237-2243, 2000.

MODELO DE STOECKER E JONES (1985)

A seguir será descrito o modelo para cálculo do comprimento de um incremento de tubo capilar, dado a vazão e os estados do fluido refrigerante na entrada e saída do segmento de tubo, como descrito em Stoecker e Jones (1985).

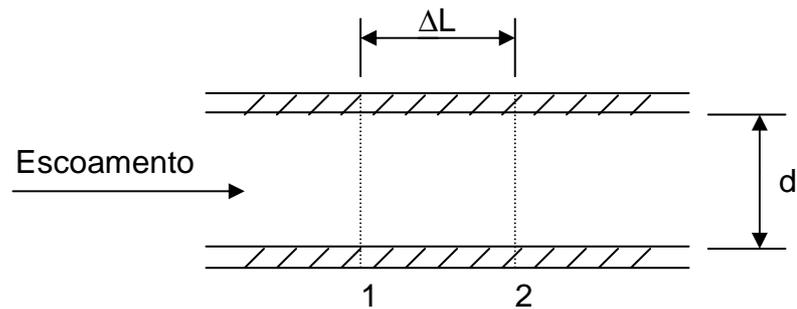


Figura A.1 - Discretização do tubo capilar.

Analisando o volume de controle da Figura A.1, que seleciona um segmento do tubo capilar limitado pelas seções 1 e 2, aplica-se as leis de conservação de massa, energia e quantidade de movimento. Da equação da conservação da massa obtém-se:

$$\frac{\dot{m}}{A} = \frac{V_1}{v_1} = \frac{V_2}{v_2}, \quad (\text{A.1})$$

onde V_1 e V_2 velocidades do fluido refrigerante nas seções 1 e 2;
 v_1 e v_2 volumes específicos do refrigerante;
 \dot{m} vazão mássica de fluido refrigerante, constante ao longo de todo o tubo; e
 A área interna do tubo capilar, constante ao longo de todo o tubo.

A equação da conservação de energia é dada por:

$$i_1 + \frac{V_1^2}{2} = i_2 + \frac{V_2^2}{2}, \quad (\text{A.2})$$

na qual o tubo capilar foi admitido como adiabático.

A equação da conservação da quantidade de movimento, expressa pela Equação A.3, utiliza o princípio de que as forças aplicáveis ao volume de controle, como resultado do atrito e da pressão, devem ser igualadas pela aceleração do fluido.

$$\left[(p_1 - p_2) - f \frac{\Delta L}{d} \frac{V^2}{2v} \right] A = \dot{m}(V_2 - V_1). \quad (\text{A.3})$$

A medida que o refrigerante escoar internamente ao tubo capilar, sua pressão e temperatura de saturação diminuem e o título aumenta. A entalpia e o volume específico do refrigerante em uma dada seção podem ser calculados pelas Equações A.4 e A.5.

$$i = i_1(1 - x) + i_v x. \quad (\text{A.4})$$

$$v = v_1(1 - x) + v_v x. \quad (\text{A.5})$$

Como V , v e f variam da seção 1 para a seção 2, faz-se a seguinte simplificação na Equação A.3:

$$f \frac{\Delta L}{d} \frac{V^2}{2v} = f \frac{\Delta L}{d} \frac{V}{2} \frac{\dot{m}}{A}. \quad (\text{A.6})$$

A velocidade e o coeficiente de atrito podem ser admitidos como sendo valores médios:

$$V_m = \frac{V_1 + V_2}{2}. \quad (\text{A.7})$$

$$f_m = \frac{f_1 + f_2}{2}. \quad (\text{A.8})$$

O método analítico de cálculo baseia-se na determinação do comprimento do trecho de tubo entre as Seções 1 e 2 da Figura A.1 para uma dada redução da pressão de saturação do fluido refrigerante. A vazão e as condições na Seção 1 são admitidas e, para uma temperatura arbitrária na Seção 2, as outras condições nessa seção e ΔL são determinadas, de acordo com o seguinte procedimento:

- i) Admita T_1 .
- ii) Determine p_2 , i_{l2} , i_{v2} , v_{l2} e v_{v2} , resultantes da escolha de T_2 .
- iii) Combine a equação da conservação da massa (Equação A.1) e a equação da conservação da energia (Equação A.2):

$$i_2 + \frac{v_2^2}{2} \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 = i_1 + \frac{V_1^2}{2}. \quad (\text{A.9})$$

Introduza as Equações A.4 e A.5 na Equação A.9:

$$i_{l2} + (i_{v2} - i_{l2})x + \frac{[v_{l2} + (v_{v2} - v_{l2})x]^2}{2} \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 = i_1 + \frac{V_1^2}{2}, \quad (\text{A.10})$$

x é a única incógnita na Equação A.10, que pode ser determinada pela solução de uma equação algébrica do segundo grau:

$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}, \quad (\text{A.11})$$

onde

$$\mathbf{a} = (\mathbf{v}_{v_2} + \mathbf{v}_{l_2})^2 \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \frac{1}{2}, \quad (\text{A.12})$$

$$\mathbf{b} = (\mathbf{i}_{v_2} - \mathbf{i}_{l_2}) + \mathbf{v}_{l_2} (\mathbf{v}_{v_2} - \mathbf{v}_{l_2}) \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2, \quad (\text{A.13})$$

$$\mathbf{c} = (\mathbf{i}_{l_2} - \mathbf{i}_1) + \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \frac{1}{2} \mathbf{v}_{l_2}^2 - \frac{V_1^2}{2}, \quad (\text{A.14})$$

- iv) Com o valor do título (x), determine i_2 , v_2 e V_2 .
- v) Calcule o número de Reynolds na Seção 2, utilizando um modelo para a viscosidade bifásica (Stoecker e Jones (1985) recomendam um modelo conforme citado no Capítulo 5) e o coeficiente de atrito médio (Equação A.8).
- vi) Finalmente, introduza as Equações A.6 e A.7 na Equação A.3 para determinar ΔL .

PROPRIEDADES DO REFRIGERANTE

Para realizar as modelagens dos componentes do sistema, é necessário efetuar cálculos de propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante em diversos locais do sistema de refrigeração e ao longo de todo o tubo capilar.

Para cálculo de propriedades do fluido refrigerante na região de saturação, desenvolveu-se algoritmos para interpolação de dados em uma tabela de propriedades. A tabela foi construída com dados de temperatura, pressão, volume específico, entalpia e entropia para temperaturas de 230 a 369K com incremento de 1K. Esta tabela foi gerada com dados obtidos em Nist (2002).

Para cálculo de propriedades na região de vapor superaquecido, utilizou-se o método proposto por Reynolds (199-) para a construção de tabelas de propriedades em linhas isobáricas para cada pressão das linhas da tabela de saturação. Reynolds descreve um método para cálculo de propriedades do R-22. Como equações básicas, fornece: i) equação de estado (Equação B.1), baseada na equação de estado de Martin-Hou (Ashrae, 1985); ii) equação para cálculo do calor específico a volume constante a baixa densidade (gás ideal) (Equação B.2); iii) equação para cálculo da pressão de saturação em função da temperatura (Equação B.3); e iv) equação para cálculo da densidade do líquido saturado em função da temperatura (Equação B.4).

$$P = \frac{RT}{v-b} + \sum_{i=2}^5 \frac{1}{(v-b)^i} (A_i + B_i T + C_i e^{-kT/T_c}) + \frac{A_6 + B_6 T + C_6 e^{-kT/T_c}}{e^{\alpha v} (1 + ce^{\alpha v})}. \quad (B.1)$$

$$c_v^0 = \sum_{i=1}^4 G_i T^{i-1} + G_5 / T^2. \quad (B.2)$$

$$\ln P = F_1 + \frac{F_2}{T} + F_3 \ln T + F_4 T + F_5 \frac{(\gamma - T)}{T} \ln(\gamma - T). \quad (B.3)$$

$$\rho_l = \sum_{i=1}^5 D_i X^{(i-3)/3} + D_6 X^{1/2} + D_7 X^2. \quad (B.4)$$

Nas Equações B.4-B.7, utilizam-se T em K, ρ em kg/m^3 , P em Pa e c_v em $\text{J}/(\text{kgK})$. As propriedades do ponto crítico são: $T_c=369,17\text{K}$, $P_c=4,9776\text{MPa}$ e $\rho_c=524,77\text{kg/m}^3$. As propriedades do estado de referência são: $T_0=200\text{K}$, $u_0=232377,71\text{J/kgK}$ e $s_0=1243,6918\text{ J/kgK}$. As constantes utilizadas nas Equações 4-7 estão apresentadas na Tabela B.1.

Tabela B.1 – Constantes das Equações B.1 – B.4.

$R = 96,1467$	$\alpha = 8781,3417$
$b = 1,24855636\text{E-}4$	$F_1 = 7,1554148092\text{E}1$
$A_2 = -1,16981908\text{E}2$	$F_2 = -4,8189575050\text{E}3$
$A_3 = -2,92952588\text{E-}2$	$F_3 = -7,8610312200$
$A_4 = 2,41919261\text{E-}4$	$F_4 = 9,0806824483\text{E-}3$
$A_5 = -2,43458381\text{E-}7$	$F_5 = 4,4574670300\text{E-}1$
$A_6 = 9,40022615\text{E}11$	$\gamma = 381,17$
$B_2 = 1,16431240\text{E-}1$	$D_1 = 5,24766060\text{E}2$
$B_3 = 2,30319412\text{E-}4$	$D_2 = 8,75161285\text{E}2$
$B_4 = -6,79667708\text{E-}7$	$D_3 = 5,88662575\text{E}2$
$B_5 = 6,30201766\text{E-}10$	$D_4 = -3,57093464\text{E}2$
$B_6 = -2,07580650\text{E}9$	$D_5 = 3,27951374\text{E}2$
$C_2 = -1,18409710\text{E}3$	$G_1 = 1,17767818\text{E}2$
$C_3 = 2,48896136$	$G_2 = 1,69972960$
$C_4 = 0,0$	$G_3 = -8,83043292\text{E}5$
$C_5 = -1,20619716\text{E-}6$	$G_4 = 0,0$
$C_6 = 0,0$	$G_5 = 3,32541759\text{E}5$
$k = 4,2$	

Para cálculo da energia interna, no estado de vapor superaquecido, Reynolds (199-) deduz a Equação B.5. Para a entropia, deduz a Equação B.6.

$$u = \int_{T_0}^T c_v^0(T) dT + \int_0^p \frac{1}{\rho^2} \left[P - T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_\rho \right] d\rho + u_0. \quad (\text{B.5})$$

$$s = \int_{T_0}^T \frac{C_v^0(T)}{T} dT - R \ln p + \int_0^p \frac{1}{\rho^2} \left[\rho R - \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_\rho \right] dp + s_0. \quad (\text{B.6})$$

Como foi mencionado, utilizou-se as equações propostas por Reynolds (199-), para cálculo de propriedades na região de vapor superaquecido. Onde construiu-se tabelas de propriedades em linhas isobáricas para cada pressão das linhas da tabela de saturação, com incremento de 1°C de temperatura para cada ponto. Portanto, por exemplo, para a pressão de 600kPa, calcula-se as demais propriedades para cada estado definido por P e T , com incremento de 1°C, desde a temperatura de saturação até a soma de 100°C a temperatura de saturação.

O procedimento para cálculo das propriedades de cada estado definido é descrito a seguir:

- i) Define-se o estado, fornecendo P e T ;
- ii) Calcula-se v pela Equação B.1, através de um processo iterativo, fornecendo P e T .
- iii) Calcula-se a energia interna específica, pela Equação B.5, fornecendo T e v .
- iv) Calcula-se a entalpia específica (i), pela Equação B.7:

$$i = u + Pv; \quad (\text{B.7})$$

- v) Por fim, calcula-se a entropia específica (s), pela Equação B.6.

A partir da tabela construída, desenvolve-se algoritmos de busca para cálculos de qualquer uma destas propriedades termodinâmicas, sendo necessário definir antes o estado do refrigerante, informando duas propriedades.

CALORÍMETRO PARA COMPRESSORES

Para avaliar experimentalmente o desempenho de compressores durante o seu desenvolvimento de engenharia, utiliza-se equipamentos também chamados de calorímetros. Segundo a norma ISO 917 (1989), com os calorímetros de compressores, pode-se avaliar a capacidade de refrigeração (Φ_0), eficiência volumétrica (η_v), potência consumida (\dot{W}_{med}), eficiência isentrópica (η_i) e o coeficiente de performance (EER).

A capacidade de refrigeração de um compressor de refrigerante é, na verdade, a taxa de transferência de calor que pode-se obter no evaporador, utilizando-se do compressor ensaiado. Ela é definida como o produto da vazão de refrigerante, medida no teste e da diferença de entalpia específica do refrigerante no ponto de medição na entrada do compressor e da entalpia específica do líquido saturado a pressão correspondente ao ponto de medição na saída do compressor.

A norma ISO 917 (1989) apresenta oito diferentes métodos de ensaio (A, B, C, D1, D2, F, G e K) e recomenda que se use dois métodos de medição simultânea em um calorímetro. O calorímetro utilizado para a realização dos ensaios do Capítulo 3 (Tabela 3.1), possui os métodos A e F da norma. Um desenho esquemático do calorímetro está apresentado na Figura C.1. O ciclo do sistema, traçado do diagrama pressão *versus* entalpia, representando os pontos de medição e pontos teóricos, está apresentado na Figura C.2.

O compressor é instalado para operar em um circuito de refrigeração, que contém um condensador, um dispositivo de expansão e um evaporador. Os pontos de medição são posicionados nas entradas e saídas do compressor e do evaporador, medindo pressão e temperatura, definindo os estados termodinâmicos nestes pontos.

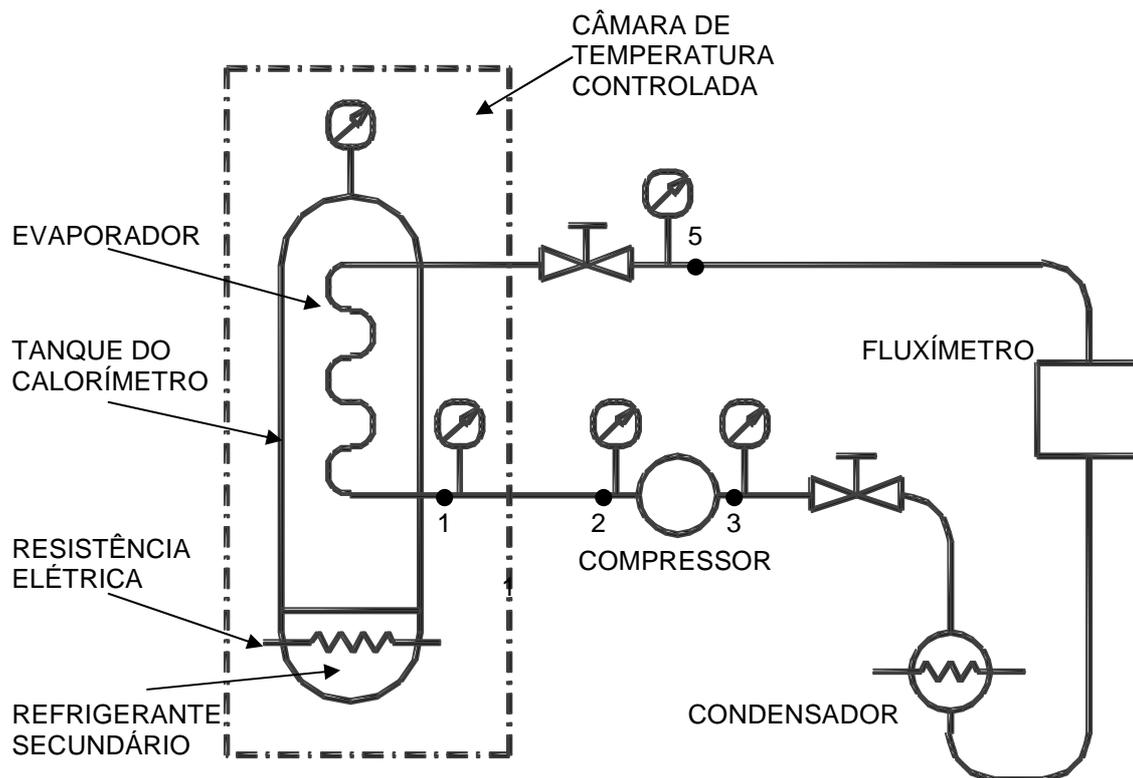


Figura C.1 - Desenho esquemático do calorímetro para compressores (ISO 917, 1989).

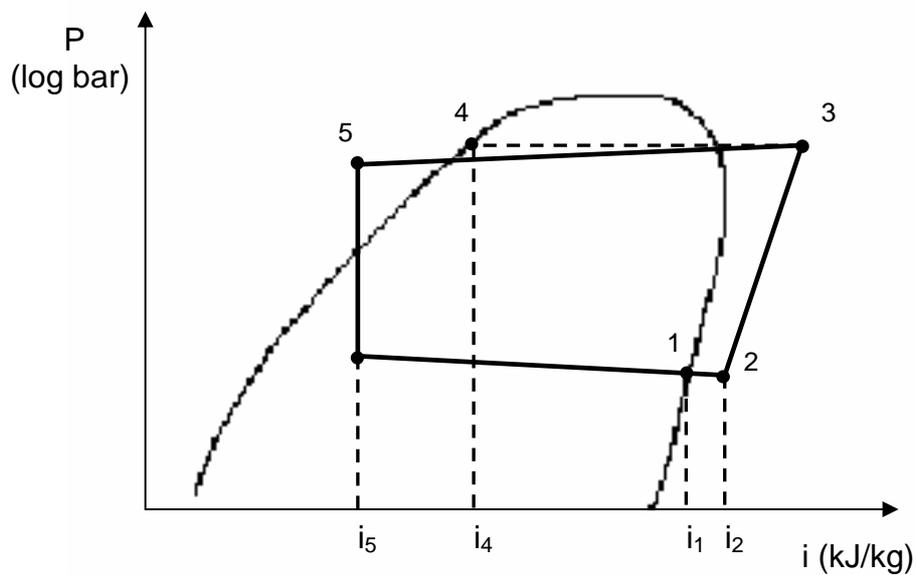


Figura C.2 - Ciclo do sistema do calorímetro para compressores (ISO 917, 1989).

O refrigerante em evaporação troca calor com o refrigerante secundário no tanque do calorímetro, condensando-o. O tanque é adiabático, pois está em um ambiente com a temperatura controlada, igual a temperatura de evaporação do refrigerante secundário. A resistência elétrica tem sua potência medida (Φ_i), ela evapora o refrigerante secundário que condensará no evaporador. Com o sistema em equilíbrio, considera-se que a potência dissipada pela resistência elétrica é igual a taxa de calor trocada no evaporador, deste modo, calcula-se a vazão de refrigerante pela Equação C.1 (Método A).

$$\dot{m}_r = \frac{\Phi_i}{i_1 - i_5}. \quad (\text{C.1})$$

A vazão de refrigerante também é medida por um fluxímetro (transdutor), caracterizando o método F.

A capacidade de refrigeração do compressor pode ser calculado e comparado pelos dois métodos, através da Equação C.2.

$$\Phi_0 = \dot{m}_r \frac{v_e}{v_{e,\text{nom}}} (i_2 - i_4), \quad (\text{C.2})$$

onde v_e é o volume específico real do vapor de refrigerante que entra no compressor e $v_{e,\text{nom}}$ é o volume específico do vapor de refrigerante correspondente as condições básicas de ensaio.

APÊNDICE D

Tabela D.1 – Dados de temperatura e tubo capilar dos pontos de ensaio da Figura 4.16.

		T _{int}	Tbu _{int}	T _{ext}	Tbu _{ext}
Capilar: L=0,888m e d=1,60mm	1	26,83	19,36	35,12	23,75
	2	24,27	17,19	33,49	22,52
	3	20,62	10,90	23,81	14,98
	4	20,06	17,62	23,32	16,36
	5	21,86	11,49	27,45	17,37
	6	23,00	20,40	24,70	17,42
	7	31,17	18,40	39,92	27,23
	8	31,95	24,16	40,41	28,58
	9	24,59	13,68	26,78	19,12
	10	19,66	10,44	23,60	15,38
	11	20,23	11,92	23,61	15,18
	12	25,75	18,99	30,54	22,58
	13	27,68	21,70	34,84	22,43
	14	32,43	19,42	40,89	27,62
Capilar: L=0,736m e d=1,60mm	15	26,04	18,98	34,90	24,14
	16	19,50	13,44	21,40	13,48
	17	19,98	11,42	24,60	17,75
	18	21,97	14,21	29,50	20,15
	19	23,91	15,68	35,57	24,92
	20	23,08	16,24	38,58	27,51
	21	24,71	15,85	39,69	31,79
	22	23,80	15,43	42,48	27,76
	23	29,85	23,15	43,38	29,86
Capilar: L=1,055m e d=1,60mm	24	26,68	19,37	34,98	24,36
	25	23,53	16,53	33,36	22,18
	26	19,73	10,49	30,56	21,93
	27	20,46	12,10	23,51	17,66
	28	25,06	19,32	29,43	20,15
	29	30,77	18,65	39,55	28,23
	30	32,04	22,90	42,97	27,49
Capilar: L=1,355m e d=1,60mm	31	26,65	19,32	34,96	24,04
	32	22,90	15,89	32,80	22,89
	33	19,28	10,93	29,59	25,71
	34	19,69	11,46	22,97	17,54
	35	25,33	19,51	29,17	21,09
	36	30,89	19,03	38,57	29,28
	37	32,04	23,38	42,52	29,45
	38	29,78	22,59	42,79	25,50
Capilar: L=0,615m e d=1,60mm	39	26,71	19,41	35,00	24,15
	40	22,45	13,89	30,55	20,51
	41	18,59	12,37	35,49	23,82
	42	18,94	10,83	24,57	18,54
	43	24,98	17,59	29,71	23,95
	44	24,99	17,55	37,20	23,91
	45	23,51	14,83	39,43	25,53
	46	27,34	17,41	42,61	26,99
	47	25,38	20,36	42,40	27,13
	48	24,81	19,91	29,16	18,54
	49	23,84	17,91	35,10	20,68

Tabela D.2 – Dados de temperatura e tubo capilar dos pontos de ensaio da Figura 4.21.

		T_{int}	$T_{bu_{int}}$	T_{ext}	$T_{bu_{ext}}$
Capilar: L=0,736m e d=1,60mm	1	26,04	18,98	34,90	24,14
	2	19,50	13,44	21,40	13,48
	3	19,98	11,42	24,60	17,75
	4	21,97	14,21	29,50	20,15
	5	23,91	15,68	35,57	24,92
	6	23,08	16,24	38,58	27,51
	7	24,71	15,85	39,69	31,79
	8	23,80	15,43	42,48	27,76
	9	29,85	23,15	43,38	29,86
Capilar: L=1,055m e d=1,60mm	10	26,68	19,37	34,98	24,36
	11	23,53	16,53	33,36	22,18
	12	19,73	10,49	30,56	21,93
	13	20,46	12,10	23,51	17,66
	14	25,06	19,32	29,43	20,15
	15	30,77	18,65	39,55	28,23
	16	32,04	22,90	42,97	27,49
Capilar: L=1,355m e d=1,60mm	17	26,65	19,32	34,96	24,04
	18	22,90	15,89	32,80	22,89
	19	19,28	10,93	29,59	25,71
	20	19,69	11,46	22,97	17,54
	21	25,33	19,51	29,17	21,09
	22	30,89	19,03	38,57	29,28
	23	32,04	23,38	42,52	29,45
	24	29,78	22,59	42,79	25,50
Capilar: L=0,615m e d=1,60mm	25	26,71	19,41	35,00	24,15
	26	22,45	13,89	30,55	20,51
	27	18,59	12,37	35,49	23,82
	28	18,94	10,83	24,57	18,54
	29	24,98	17,59	29,71	23,95
	30	24,99	17,55	37,20	23,91
	31	23,51	14,83	39,43	25,53
	32	27,34	17,41	42,61	26,99
	33	24,81	19,91	29,16	18,54
	34	23,84	17,91	35,10	20,68