

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

**PROJETO E OTIMIZAÇÃO DE CASSETES DE REFRIGERAÇÃO
PARA APLICAÇÕES COMERCIAIS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

MAICON WALTRICH

Florianópolis, Agosto de 2009.

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

**PROJETO E OTIMIZAÇÃO DE CASSETES DE REFRIGERAÇÃO
PARA APLICAÇÕES COMERCIAIS**

Maicon Waltrich

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de **Mestre em Engenharia Mecânica**,
Área de Concentração Engenharia e Ciências Térmicas, tendo sido aprovada em sua forma final.

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. – Orientador

Prof. Christian Johann Losso Hermes, Dr.Eng. – Co-orientador

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. – Coordenador do Curso

Banca Examinadora

Prof. Antônio Fábio Carvalho da Silva, Dr.Eng. – Presidente

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

Prof. Cezar Otaviano Ribeiro Negrão, Ph.D. (UTFPR)

“Para conquistar coisas importantes, devemos não apenas agir mas também sonhar, não apenas planejar mas também acreditar.”

Anatole France

Aos meus pais, **Darci e Paulo**,
e aos meus irmãos, **Paulo e Gierri**,
pelo amor, constante incentivo e aprendizado que sempre tive com as suas presenças.

À **Flávia**
pelo amor e presença nas horas difíceis.

AGRADECIMENTOS

Aos meus professores, em especial, ao Cláudio Melo, pela experiência e conhecimentos transmitidos ao longo desse trabalho e da minha formação tanto profissional quanto pessoal; ao Christian Johann Losso Hermes pela orientação, confiança, comprometimento e visão crítica; ao Joaquim Manoel Gonçalves pelos conhecimentos transmitidos, discussões, amizade e incentivo.

Aos colegas do POLO, em especial, ao Paulo Christian Sedrez pela amizade, competência e contribuições especialmente nas atividades experimentais; ao Leandro Schimtz e Silvano Ramos Nunes pela amizade e comprometimento na realização das suas atividades; ao Jackson Braz Marcinichen, pela amizade, atenção e contribuições; à Roger Schipmann Eger, Fernando Testoni Knabben, Leonardo Cesar Schurt, Robson Olimpio Piucco, Diogo Lôndero da Silva, André Morriesen, Thiago Dutra, Evandro Luiz Lange Pereira e João Ernesto Schreiner pela amizade e discussões.

A todos os demais professores e integrantes do POLO pela companhia, conhecimentos transmitidos e apoio na realização deste trabalho e ao longo da minha formação acadêmica.

Aos engenheiros Roberto Horn Pereira, Luciana Wasnievski da Silva, Gustavo Cardoso Weber, Gilberto Silva Melo, ao técnico Gerson Heinzle pelas discussões e disponibilização dos protótipos.

Aos membros da Banca Examinadora pela disposição em avaliar este trabalho e ao corpo docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pelos conhecimentos transmitidos.

A CAPES e a Whirlpool S.A. – Unidade Embraco pelo incentivo financeiro.

E à todos aqueles que ajudaram de alguma forma, muito obrigado.

LISTA DE SÍMBOLOS	VIII
RESUMO	XII
ABSTRACT	XIII
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Contexto	1
1.2. O Cassete de Refrigeração	2
1.3. Motivação	5
1.4. Objetivos	7
1.5. Estrutura da Dissertação	8
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	9
2.1. Análise Experimental de Trocadores de Calor.....	9
2.2. Modelação de Trocadores de Calor.....	13
2.3. Modelação de Sistemas de Refrigeração	15
2.4. Otimização de Sistemas de Refrigeração e Componentes.....	16
2.5. Escopo do Trabalho	18
3. MODELAGEM MATEMÁTICA	19
3.1. Aspectos Gerais.....	19
3.2. Modelo dos Trocadores de Calor	20
3.2.1. Sub-modelo térmico.....	20
3.2.2. Sub-modelo hidráulico.....	22
3.2.3. Implementação computacional	26
3.2.4. Algoritmo de solução.....	28
3.2.5. Coeficientes para transferência de calor e perda de carga	29

3.3.	Modelo do Compressor.....	29
3.4.	Modelo do Pré-Condensador	31
3.5.	Modelo do Trocador de Calor Interno	32
3.6.	Modelo do Sistema de Refrigeração.....	34
3.7.	Síntese do Capítulo.....	36
4.	OTIMIZAÇÃO	37

4.1.	Critérios de Avaliação de Desempenho (CAD).....	37
4.2.	Método de Otimização.....	42
4.3.	Síntese do Capítulo.....	44
5.	TRABALHO EXPERIMENTAL	45

5.1.	Bancada de Avaliação de Trocadores de Calor.....	45
5.1.1.	Aparato experimental.....	45
5.1.2.	Procedimento de ensaio	49
5.1.3.	Processamento dos dados	49
5.1.4.	Plano de testes	51
5.2.	Calorímetro de Avaliação de Cassetes de Refrigeração	53
5.2.1.	Aparato experimental.....	53
5.2.2.	Condições de teste	54
5.2.3.	Procedimento de ensaio	56
5.2.4.	Processamento dos dados.....	57
5.2.5.	Plano de testes	61
5.3.	Bancada de Avaliação de Ventiladores	61
5.3.1.	Aparato experimental.....	62
5.3.2.	Procedimento de ensaio	63
5.3.3.	Processamento dos dados	63
5.3.3.	Plano de testes	63
5.4.	Síntese do Capítulo.....	64

6.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	65
-----------	--------------------------------	-----------

6.1.	Validação do Modelo dos Trocadores de Calor (Evaporador e Condensador).....	65
6.1.1.	Seleção das correlações para o coeficiente para transferência de calor e fator de atrito.....	65
6.1.2.	Validação dos perfis de temperatura ao longo da serpentina.....	67
6.1.3.	Validação da taxa de transferência de calor e da perda de carga	73
6.1.4.	Comparação com modelos da literatura.....	74
6.2.	Validação do Modelo do Sistema de Refrigeração	75
6.3.	Análises Com o Modelo do Sistema de Refrigeração	79
6.3.1.	Evaporador.....	80
6.3.2.	Condensador.....	83
6.3.3.	Compressor	86
6.4.	Projeto e Otimização do Cassete de Refrigeração.....	87
6.4.1.	Testes com os protótipos para comprovação das simulações	89
6.4.2.	Comparação entre cassetes com CO ₂ e HFC-134a.....	93

7.	CONCLUSÕES FINAIS	96
-----------	--------------------------	-----------

7.1.	Conclusões Finais.....	96
7.2.	Sugestões para Trabalhos Futuros.....	98

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	99
-----------------------------------	-----------

APÊNDICE I - Testes da Bancada de Avaliação de Ventiladores	103
APÊNDICE II - Testes dos Compressores	107
APÊNDICE III - Testes da Bancada de Avaliação de Cassetes de Refrigeração	108

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Gerais

Símbolo	Descrição	Unidades
s	Custo	[USD]
a, b, c	Constantes	[adimensional]
A	Área	[m ²]
C	Capacidade térmica	[W/K]
C_d	Coefficiente de descarga do bocal	[adimensional]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/kgK]
COP	Coefficiente de performance	[adimensional]
d	Diâmetro do tubo	[m]
D_h	Diâmetro hidráulico	[m]
DP	Desvio padrão	[adimensional]
E	Consumo anual de energia	[kWh/ano]
f_o	Crítério de avaliação de desempenho	[adimensional]
G	Velocidade mássica	[kg/m ² s]
h	Entalpia	[J/kg]
H	Altura do trocador de calor	[m]
k	Condutividade térmica	[W/mK]
K	Constante de perda de carga	[adimensional]
M	Massa de material	[kg]
L	Largura do trocador de calor	[m]
m	Fluxo de massa	[kg/s]
N	Rotação do compressor	[rps]
Nt	Número de fileiras de tubos	[adimensional]

p	Pressão	[Pa]
P	Profundidade do trocador de calor	[m]
P_f	Passo entre aletas	[m]
Q	Taxa de Transferência de calor	[W]
R	Resistência térmica	[K/W]
S	Espaçamento	[m]
T	Temperatura	[s]
t	Tempo	[K]
U	Coefficiente de transferência de calor	[W/m ² K]
UA	Condutância térmica global	[W/K]
UR	Umidade relativa	[%]
v	Velocidade	[m/s]
V_c	Volume deslocado pelo compressor	[m ³]
x	Título	[adimensional]
W	Potência	[W]
y	Coefficiente de expansão dos bocais	[adimensional]
Y	Constante de correção da taxa de transferência de calor	[W]

Índices

Símbolo	Descrição
()0	Original
()1-7	Posições no circuito de refrigeração
()*	Otimizado
()a	Ar
()aces	Acessórios
()amb	Ambiente
()aux	Ventilador auxiliar
()b	Bocal
()c	Condensador, condensação
()cal	Calorímetro
()cas	Cassete
()d	Descarga
()e	Evaporador, evaporação
()ene	Energia elétrica
()exp	Expansão
()f	Aleta
()face	Face
()fr	Frontal

() <i>g</i>	Gabinete	() <i>p</i>	Parede
() <i>h</i>	Calor do lado quente	() <i>pc</i>	Pré-condensador
() <i>i</i>	Entrada	() <i>r</i>	Refrigerante
() <i>id</i>	Ideal	() <i>rb</i>	Região bifásica
() <i>ins</i>	Insuflamento	() <i>res</i>	Resistência elétrica
() <i>k</i>	Compressor	() <i>ret</i>	Retorno de ar do evaporador
() <i>l</i>	Líquido	() <i>rm</i>	Região monofásica
() <i>L</i>	Comprimento	() <i>rp</i>	Retos e paralelos
() <i>ll</i>	Linha de líquido	() <i>s</i>	Sucção
() <i>lo</i>	Longitudinal	() <i>t</i>	Tubo
() <i>lv</i>	Linha de vapor	() <i>tot</i>	Total
() <i>max</i>	Máximo	() <i>tr</i>	Transversal
() <i>min</i>	Mínimo	() <i>v</i>	Ventilador
() <i>o</i>	Saída	() <i>VC</i>	Volume de controle
() <i>op</i>	Operação	() <i>x</i>	Fases líquido ou vapor

Símbolos Gregos

Símbolo	Descrição	Unidades
α	Coeficiente de transferência de calor	[W/m ² K]
β	Relação de contração do túnel em relação aos bocais	[adimensional]
δ	Espessura	[m]
ε	Efetividade	[adimensional]
η	Eficiência	[adimensional]
φ	Parâmetro da aleta	[adimensional]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ	Razão de área	[adimensional]
τ	Fração de funcionamento do compressor	[adimensional]

Grupamentos Adimensionais

Símbolo	Descrição	Relação
f	Fator de atrito	$f = \frac{\Delta p}{(L/D_h)(G^2/2\rho)}$
j	Fator de Colburn	$j = \frac{\alpha}{Gc_p} Pr^{2/3}$
Nu	Número de Nusselt	$Nu = \frac{\alpha L}{k}$
Pr	Número de Prandtl	$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$
Re	Número de Reynolds	$Re = \frac{\rho v d}{\mu}$

O presente trabalho apresenta uma metodologia para o projeto de cassetes de refrigeração onde os componentes do cassete (e.g., condensador, evaporador, compressor) são selecionados através de um algoritmo de otimização baseado na simulação numérica do sistema de refrigeração. Para tanto, modelos matemáticos foram desenvolvidos para cada um dos componentes do cassete, especialmente para os trocadores de calor (evaporador e condensador), uma vez que estes afetam tanto o desempenho quanto o custo do produto. Um modelo tri-dimensional inédito foi então proposto para simular o comportamento termo-hidráulico de trocadores de calor tubo-aleta com base nos princípios fundamentais da conservação da massa, energia e da quantidade de movimento aplicados tanto ao domínio do ar como do fluido refrigerante. Os resultados das simulações foram validados contra dados experimentais obtidos testando-se diferentes trocadores de calor em um túnel de vento especialmente projetado para esta finalidade. Os sub-modelos do evaporador e do condensador foram então acoplados aos sub-modelos desenvolvidos para o compressor e o dispositivo de expansão com a finalidade de simular o comportamento global do sistema de refrigeração. Os resultados das simulações foram validados contra dados experimentais obtidos testando-se diferentes cassetes de refrigeração em um calorímetro desenvolvido especialmente para esta aplicação, quando se verificou que as previsões do modelo para as pressões de evaporação e condensação, potência consumida, capacidade de refrigeração e coeficiente de performance apresentaram uma boa concordância com os dados experimentais, com erros na faixa de $\pm 10\%$. Após o exercício de validação, o modelo foi empregado para otimizar tanto as geometrias do condensador e do evaporador quanto para selecionar o compressor com base em diferentes critérios de avaliação de desempenho que levam em conta tanto o COP do sistema como o custo do produto. Dois novos cassetes foram então projetados, construídos e testados com base nos resultados da otimização, apresentando uma relação COP / custo até duas vezes superior ao produto original. Como resultado, propôs-se uma metodologia computacional de projeto e otimização que pode ser empregada a quaisquer sistemas de refrigeração que façam uso de trocadores de calor compactos do tipo tubo-aleta.

ABSTRACT

The present work proposes a methodology for the analysis and design of refrigeration cassettes for light commercial applications (i.e., cooling capacities ranging from 0.5 to 1.5 kW) according to which the system components (e.g., condenser, evaporator and compressor) are designed and selected driven by a simulation-based optimization algorithm. In order to do so, mathematical models were devised for each of the system components, particularly the fan supplied tube-fin heat exchangers (condenser and evaporator) as they play important roles on both system performance and product cost. Therefore, a first-principles tri-dimensional model was developed to simulate the thermo-hydraulic performance of the compact heat exchangers based on the mass, momentum and energy conservation equations applied to both refrigerant and air streams. The model predictions were validated against experimental data obtained in-house, using a closed-loop wind-tunnel facility, and elsewhere. It was found that the proposed model reproduces the air side heat transfer and pressure drop data within $\pm 10\%$ and $\pm 15\%$ error bands, respectively. In addition, the condenser and evaporator models were coupled to semi-empirical models developed for the compressor and the expansion device, in order to simulate the overall system performance. Simulation results were compared to experimental data obtained by testing different refrigeration cassettes using a purpose-built calorimeter facility. It was found that the model predictions for the working pressures, power consumption, cooling capacity and COP agreed with the experimental data within $\pm 10\%$ error bands. After the proper model validation exercise, the system simulation model was invoked by a genetic optimization algorithm to come out with improved condenser and evaporator geometries and also to select the best compressor based on an objective function which accounts for both system COP and cassette cost. The optimization exercise brought about two improved cassette designs, which were prototyped and tested. It was found that the proposed designs showed a COP / cost ratio by two times higher than that of the original (benchmark) cassette, which not only corroborated the numerical results but also validated the proposed methodology.

1. INTRODUÇÃO

1.1. Contexto

A refrigeração é formalmente definida como a ciência relacionada ao resfriamento de corpos ou fluidos para temperaturas inferiores às disponíveis num determinado tempo e local. Esta importante área da engenharia mecânica vem sendo aprimorada através dos anos para atender às diversas necessidades geradas pela evolução do estilo de vida da humanidade. Nos dias atuais, é praticamente impossível dissociar as atividades da sociedade moderna dos benefícios proporcionados pelas tecnologias de refrigeração como, por exemplo, a preservação de alimentos, a manutenção da temperatura de máquinas e equipamentos, a climatização de ambientes e trajes especiais para aplicações militares ou de exploração sub-aquática e espacial.

O primeiro equipamento moderno de refrigeração foi introduzido em 1834 pelo norte-americano Jacob Perkins. Tal equipamento utilizava o princípio da *compressão mecânica de vapor*, onde o efeito de refrigeração é produzido pela retirada de calor do ambiente através da evaporação de uma substância volátil, denominada de fluido refrigerante. Tal idéia foi inicialmente explorada em 1755 pelo escocês William Cullen, da Universidade de Edimburgo, que empregou o éter como fluido de trabalho. No entanto, foi somente em 1856, cerca de cem anos após o experimento de Cullen, que James Harrinson introduziu o primeiro equipamento comercial para a produção de frio baseado no conceito de Perkins. O advento da eletricidade e a descoberta de novos fluidos refrigerantes no início do século XX fizeram com que os sistemas de refrigeração fossem cada vez mais empregados nos setores doméstico, comercial e industrial.

Contudo, o crescente número de equipamentos de refrigeração em utilização tem aumentado a participação da refrigeração na matriz energética. No setor comercial, por exemplo, a refrigeração responde por 15,7% do consumo de energia elétrica no Brasil (PROCEL, 2008). A refrigeração comercial inclui equipamentos encontrados tipicamente em supermercados tais como expositores para alimentos resfriados (vegetais, laticínios e carnes) e bebidas, expositores para alimentos congelados, além de congeladores, balcões frigoríficos para usos diversos, bebedouros, entre outros. A Figura 1.1 ilustra alguns desses equipamentos.



Figura 1.1 – Sistemas de refrigeração comercial.

Questões ambientais, tais como o efeito estufa, também estão associadas ao consumo de energia, uma vez que uma parte significativa da produção de energia elétrica provém de usinas termelétricas, à expensas da queima de combustíveis fósseis, cuja consequência imediata é a emissão de gás carbônico (IPCC, 2007). Tais fatos justificam qualquer esforço em melhorar o desempenho energético dos sistemas comerciais de refrigeração.

Neste contexto de escassez energética e de forte apelo ambiental, órgãos governamentais e não governamentais têm estimulado o setor produtivo à aumentar a eficiência energética dos produtos de refrigeração através de campanhas de etiquetagem energética (e.g. selo PROCEL) e de leis de incentivo. Diante de tais circunstâncias, a indústria de refrigeração tem investido, ainda que de forma modesta, em pesquisas para aumentar a eficiência energética dos equipamentos por ela produzidos.

1.2. O Cassete de Refrigeração

O cassete de refrigeração, ilustrado na Figura 1.2, é um exemplo de sistema moderno de refrigeração. Desenvolvido para uso no segmento comercial leve, em que as capacidades de refrigeração variam na faixa de 500 a 1500 W, o cassete é produzido independentemente do gabinete refrigerado. A montagem do refrigerador é normalmente feita *in loco* através do acoplamento do cassete ao gabinete refrigerado através de um sistema de gaxetas. Em relação aos sistemas convencionais de refrigeração, o cassete possui as seguintes vantagens: versatilidade no transporte, fácil remoção para substituição e fácil acesso aos componentes do sistema de refrigeração (principalmente trocadores de calor e ventiladores) para limpeza e manutenção. Como resultado, os cassetes têm ganho espaço cada vez mais expressivo no mercado consumidor atual.

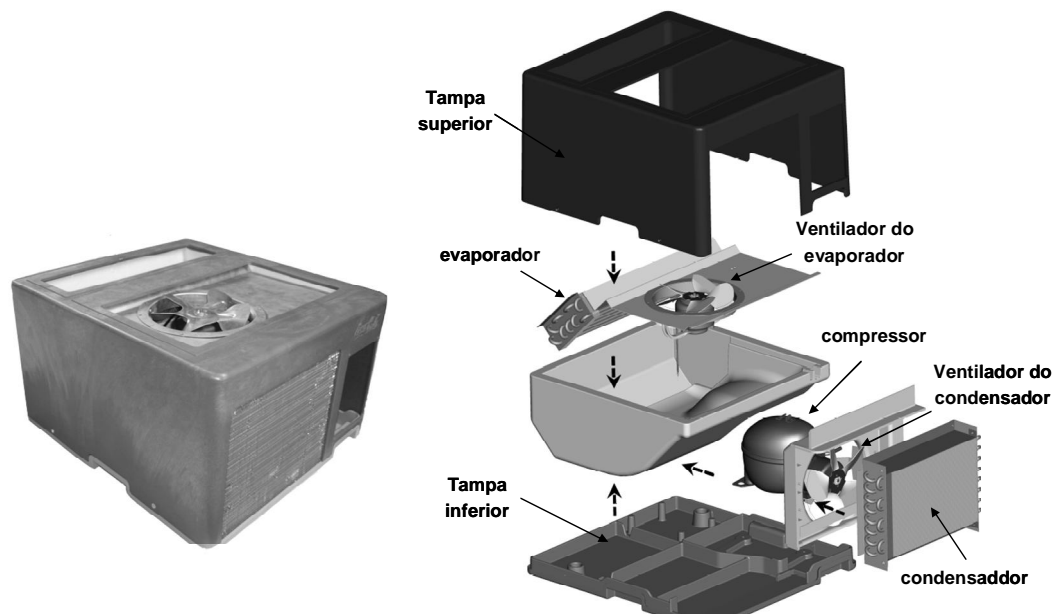


Figura 1.2 – O cassete de refrigeração.

O ciclo de refrigeração utilizado nos cassetes de refrigeração se baseia no princípio de *compressão mecânica de vapor*, sendo composto por quatro componentes básicos: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador, como ilustra a Figura 1.3. Primeiramente, o fluido refrigerante, no estado de vapor superaquecido a baixa pressão, é succionado pelo compressor, onde é comprimido mediante o aporte de trabalho, W_k . O fluido refrigerante deixa o compressor e adentra o pré-condensador na forma de vapor superaquecido à alta pressão, onde é desuperaquecido. Vapor a alta pressão, mas com um grau de superaquecimento relativamente baixo, é então admitido no condensador, onde sofre condensação e sub-resfriamento à medida que rejeita calor ao ambiente externo, Q_c .

Após deixar o condensador, o fluido refrigerante escoar pela linha de líquido, que forma um trocador de calor em contra-corrente com a linha de sucção, com a finalidade de reduzir a entalpia do fluido refrigerante na entrada da válvula de expansão. Líquido a alta pressão escoar através da válvula de expansão, dando origem a uma mistura de líquido e vapor a baixa pressão e temperatura na entrada do evaporador. No evaporador, o líquido restante da expansão evapora, absorvendo calor do ambiente refrigerado, Q_e . O fluido refrigerante, que deixa o evaporador na condição de vapor superaquecido, segue pela linha de sucção, onde ganha calor da linha de líquido, aumentando o seu superaquecimento.

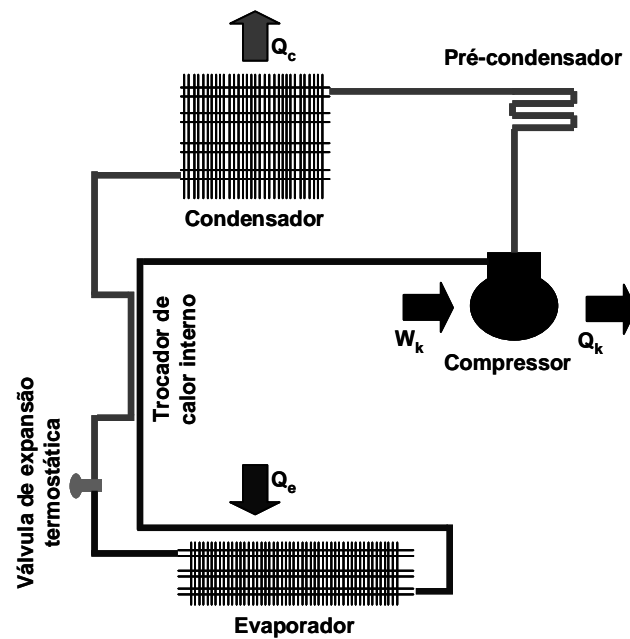


Figura 1.3 – Esquema do sistema de refrigeração de cassetes de refrigeração.

De um modo geral, tanto o condensador como o evaporador são trocadores de calor do tipo tubo-aleta com movimentação forçada de ar. Tais trocadores de calor são classificados como compactos, pois têm uma grande área superficial por unidade de volume (Kays e London, 1984). Uma vez que a resistência à transferência de calor no lado do ar é muito maior que a do lado do fluido refrigerante, superfícies aletadas são empregadas para aumentar a área de transferência de calor e, conseqüentemente, diminuir a resistência térmica do lado do ar. A circulação de ar através da região aletada é realizada por ventiladores axiais. Destaca-se que o pré-condensador utilizado no cassete de refrigeração tem por finalidade evaporar a água proveniente da superfície externa do evaporador após o processo de degelo, ou seja, tal componente não tem função termodinâmica.

O compressor usualmente empregado nos cassetes de refrigeração é do tipo hermético e alternativo, sendo composto essencialmente por um pistão que se move alternadamente dentro de um cilindro e por válvulas automáticas que controlam a admissão e a descarga do fluido refrigerante na câmara de compressão. O movimento alternativo é gerado a partir do movimento rotativo de um eixo, induzido por um motor elétrico, que é convertido em movimento linear através de um mecanismo biela-manivela. O conjunto formado pelo motor e pelo mecanismo de compressão é montado no interior de uma carcaça isolada do meio externo, a fim de evitar vazamentos de óleo e de fluido refrigerante.

Os cassetes de refrigeração empregam válvulas de expansão termostáticas (VET) como dispositivo de expansão, as quais são capazes de regular a alimentação do evaporador

em uma ampla faixa de operação. As válvulas de expansão termostáticas controlam o grau de superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador de forma a mantê-lo adequadamente preenchido com mistura bifásica.

Por fim, um trocador de calor interno entre a linha de líquido e a linha de sucção é usualmente empregado com a finalidade não só de reduzir o título de refrigerante na entrada do evaporador, o que eleva o efeito refrigerante específico, mas também de evitar a admissão de líquido no compressor, o que poderia levar este componente ao colapso.

1.3. Motivação

O compressor e os trocadores de calor (condensador e evaporador) exercem um papel fundamental no desempenho de cassetes de refrigeração, impactando diretamente tanto na eficiência quanto no custo do equipamento. A eficiência dos cassetes é usualmente quantificada através da razão entre a capacidade de refrigeração, Q_e , e a potência total consumida, W_{tot} , denominado de coeficiente de performance (COP):

$$COP = \frac{Q_e}{W_{tot}} \quad (1.1)$$

Para um ciclo ideal de refrigeração (Ciclo de Carnot), caracterizado pelos processos de compressão e expansão isentrópicas e absorção e rejeição de calor isotérmicas, pode-se mostrar que o COP é definido apenas em função das temperaturas dos ambientes externo, T_{amb} , e interno, T_g (Çengel e Boles, 2005):

$$COP_{id} = \frac{T_g}{T_{amb} - T_g} \quad (1.2)$$

A Figura 1.4 compara um ciclo real de refrigeração com um ciclo ideal usando um diagrama T - s . Observa-se que o ciclo real exige um aporte de energia significativamente maior que o ideal, o que se deve às perdas termodinâmicas que ocorrem nos componentes do sistema, tais como a transferência de calor com diferença finita de temperatura (irreversibilidades externas) e escoamento com atrito (irreversibilidades internas).

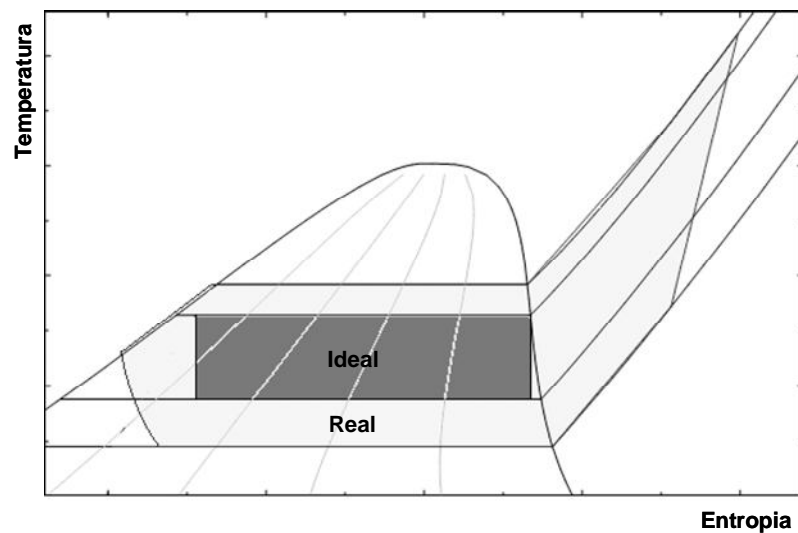


Figura 1.4 – Comparação entre os diagramas T - s de um ciclo de refrigeração ideal e de um ciclo real.

As principais diferenças entre os dois ciclos decorrem de algumas dificuldades tecnológicas e econômicas de se reproduzir o ciclo ideal, tais como a impossibilidade de comprimir líquido, a impossibilidade de rejeitar calor sem que os trocadores de calor (condensador e evaporador) estejam submetidos a uma diferença de temperatura ($T_c > T_{amb}$ para que o condensador rejeite calor e $T_e < T_g$ para que o evaporador absorva calor), a existência de atrito no escoamento de refrigerante, e a inviabilidade econômica de um dispositivo de expansão que permita a recuperação do trabalho de compressão.

Tais perdas podem ser quantificadas, de forma aproximada, através da comparação entre os coeficientes de performance de um cassete de refrigeração calculados em situações distintas: (i) ciclo ideal; (ii) ciclo ideal com trocadores de calor reais (i.e., $T_e < T_g$ e $T_c > T_{amb}$); e (iii) ciclo real. Deve-se observar que, no caso (ii), apenas as irreversibilidades internas foram mantidas e que, no caso (iii), todas as perdas foram computadas. As seguintes condições de operação, típicas de cassetes de refrigeração, foram empregadas: $T_g = 2^\circ\text{C}$; $T_{amb} = 32,2^\circ\text{C}$; $T_e = -10^\circ\text{C}$; $T_c = 45^\circ\text{C}$. Nota-se uma redução em torno de 42% no COP do sistema para os casos em que os trocadores de calor do ciclo ideal foram substituídos por trocadores de calor reais. A comparação entre o COP do sistema real com o do ciclo ideal, denominada de eficiência de refrigeração, mostra que o sistema de refrigeração apresenta um desempenho da ordem de 11% do desempenho máximo que poderia ser obtido. Estes números mostram que os trocadores de calor introduzem perdas termodinâmicas no sistema de refrigeração da mesma ordem das observadas para o compressor e o dispositivo de expansão.

As irreversibilidades introduzidas pelos trocadores de calor podem ser reduzidas diminuindo-se a resistência térmica entre o ar e o refrigerante, através do aumento da área de

troca de calor, A , do coeficiente global de transferência de calor, U , ou de ambos. No entanto, o ΔT será sempre diferente de zero, uma vez que para $\Delta T=0$, U ou A deverão tender ao infinito, o que seria impraticável. Para projetar adequadamente os trocadores de calor, faz-se necessário, portanto, um estudo da influência dos parâmetros geométricos e operacionais sobre o desempenho do componente e conseqüentemente sobre o COP e o custo do sistema. De forma semelhante, as irreversibilidades internas podem ser reduzidas através do uso de compressores mais eficientes, cuja seleção também depende de uma análise de COP e custo do sistema. A análise da influência das características dos componentes sobre o COP e o custo do cassete de refrigeração é o foco do presente trabalho.

1.4. Objetivos

Dada a importância dos cassetes de refrigeração no cenário econômico e energético nacional, o objetivo principal deste trabalho reside numa metodologia para o projeto de cassetes de refrigeração onde os componentes do cassete (condensador, evaporador, compressor) são selecionados através de um algoritmo de otimização baseado na simulação numérica do sistema. Com isso, pretende-se entender como e quais alterações podem levar à melhoria de desempenho do sistema a fim de propor diferentes configurações de cassete que priorizam performance, custo ou ambos.

A fim de atingir o objetivo principal, os seguintes objetivos específicos serão perseguidos:

- i. Desenvolver um modelo matemático para simular o comportamento termo-hidráulico de condensadores e evaporadores tipo tubo-aleta com base nos princípios fundamentais da conservação da massa, energia e da quantidade de movimento aplicados tanto ao domínio do ar como do fluido refrigerante. Validar o modelo matemático dos trocadores de calor contra dados experimentais confiáveis;
- ii. Propor um modelo matemático para simular o comportamento global do sistema de refrigeração com base nos modelos dos trocadores de calor e em modelos simplificados para o compressor e para a válvula de expansão. Realizar experimentos com cassetes de refrigeração com a finalidade de gerar dados para o exercício de validação do modelo.
- iii. Desenvolver critérios para avaliação de desempenho de sistemas de refrigeração que levam em conta tanto o COP como o custo do sistema.

Realizar análises de otimização variando-se tanto as geometrias do condensador e do evaporador como o tipo de compressor com base em diferentes critérios de avaliação de desempenho;

- iv. Projetar, construir e testar, com base nos resultados obtidos, novos cassetes de refrigeração que apresentem ganhos de desempenho e custo em relação ao cassete atualmente disponível no mercado. Consolidar a metodologia de projeto.

Neste trabalho, adotou-se como referência um cassete de refrigeração produzido pela empresa Whirlpool S.A. – Unidade Embraco, ilustrado na Figura 1.2. Este cassete possui as dimensões de 0,508 [m], 0,324 [m] e 0,559 [m] respectivamente para largura, altura e profundidade, sendo classificado como “pequeno” de acordo com as normas SE-SP-200/201 e SE-PR-202 a 204. A circulação de ar nos trocadores de calor é fornecida por dois ventiladores axiais. Uma válvula de expansão termostática é empregada como dispositivo de expansão.

1.5. Estrutura da Dissertação

O presente documento foi estruturado em seis capítulos. O Capítulo 1 diz respeito à presente introdução. No Capítulo 2 é realizada uma revisão bibliográfica com foco nos trabalhos disponíveis na literatura sobre modelação de trocadores de calor, simulação e otimização de sistemas de refrigeração. O Capítulo 3 apresenta as estratégias empregadas para a modelação dos componentes e para a simulação do sistema de refrigeração. No Capítulo 4 é apresentada a metodologia para otimização do sistema de refrigeração. No Capítulo 5 são apresentados os aparatos experimentais bem como os procedimentos de testes empregados para avaliar os desempenhos dos trocadores de calor, os ventiladores e os cassetes de refrigeração. O Capítulo 6 mostra o exercício de validação dos modelos e discute os resultados relacionados com a otimização do cassete. Finalmente, no Capítulo 7, são apresentadas as conclusões do trabalho bem como recomendações para investigações futuras.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica foi dividida em quatro partes. Inicialmente, são investigados alguns trabalhos experimentais sobre a transferência de calor e a perda de carga em trocadores de calor tipo tubo-aleta, bem como estratégias para aumentar o seu desempenho termo-hidráulico. Em seguida, são analisados trabalhos com foco na modelação de trocadores de calor, explorando efeitos de geometria sobre o desempenho. Na sequência, são discutidos os principais trabalhos sobre simulação de sistemas de refrigeração encontrados na literatura. Por fim, são estudados trabalhos com foco na otimização de sistemas de refrigeração e seus componentes, buscando a maximização de desempenho e/ou a minimização dos custos.

2.1. Análise Experimental de Trocadores de Calor

Escoamentos em trocadores de calor do tipo tubo-aleta geralmente envolvem fenômenos complexos, tais como formação de vórtices e recirculações, o que dificulta qualquer solução analítica (Shah e Sekulic, 2003). Diante de tais dificuldades, correlações empíricas são propostas tanto para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor – expressos na forma do fator j de Colburn – como para os fatores de atrito, f . Tais parâmetros são definidos por (Kays e London, 1984):

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} = St Pr^{2/3} \quad (2.1)$$

$$f = \frac{A_{min}}{A_{tot}} \frac{\rho_{i,a} + \rho_{o,a}}{2\rho_{i,a}} \left[\frac{2\rho_{i,a}\Delta p}{G_a^2} - (K_{i,a} + 1 - (A_{min}/A_{face})^2) \right] + \left[-2 \left(\frac{\rho_{i,a}}{\rho_{o,a}} - 1 \right) + \left(1 - (A_{min}/A_{face})^2 - K_{o,a} \right) \frac{\rho_{i,a}}{\rho_{o,a}} \right] \quad (2.2)$$

onde A_{min} é a área mínima de passagem do ar na seção transversal, A_{tot} é a área total externa de troca de calor, A_{face} é a área de face do trocador de calor, ρ é a densidade do ar, K a constante de perda de carga, G_a é a velocidade mássica de ar.

Uma vez conhecidos j e f , pode-se calcular respectivamente a taxa de transferência de calor e a perda de carga no escoamento. Tais parâmetros são usualmente correlacionados

como uma lei de potência envolvendo o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico. Em muitos casos, no entanto, correlações baseadas apenas no número de Reynolds não fornecem resultados satisfatórios, de modo que parâmetros geométricos tais como espaçamento entre tubos e aletas precisam ser incluídos na correlação. A Tabela 2.1 resume os principais parâmetros geométricos empregados nas correlações de j e f encontrados na literatura.

Tabela 2.1 – Principais parâmetros geométricos empregados nas correlações de j e f .

Wang <i>et al.</i> (1996)		Abu <i>et al.</i> (1998)		Kim <i>et al.</i> (1999)		Wang <i>et al.</i> (2000)	
j	f	j	f	j	f	j	f
δ_f/d	δ_f/d	δ_f/P_f	A_{min}/A_{face}	S_{tr}/S_{lo}	S_{tr}/S_{lo}	P_f/S_{tr}	S_{tr}/S_{lo}
Nt_{lo}	Nt_{lo}	$(S_{tr}/S_{lo})(d/P_f)$	S_{tr}/d	S_{tr}/d	S_{tr}/d	P_f/D_h	$1/Nt_{lo}$
P_f/d	P_f/d	$(\delta_f/P_f)(S_{tr}/Nt_{lo})$	P_f/d	P_f/d	P_f/d	P_f/d	P_f/d

Na literatura podem ser encontrados vários trabalhos experimentais sobre transferência de calor e perda de carga em trocadores de calor tipo tubo-aleta. Jacobi *et al.* (2001) apresentaram recentemente uma revisão crítica das principais correlações disponíveis e concluíram que as correlações mais indicadas para aletas planas e tubos cilíndricos (ver Figura 2.1a) são as de Wang e Chang (1998) para j e Wang *et al.* (1996) para f . Para aletas com *louver* (i.e., aberturas na forma de venezianas) e tubos cilíndricos (ver Figura 2.1 b), os autores recomendaram a correlação de Wang *et al.* (1999), enquanto que para aletas *wavy* e tubo cilíndricos (ver Figura 2.1 c), a correlação de Wang *et al.* (1997) foi recomendada.

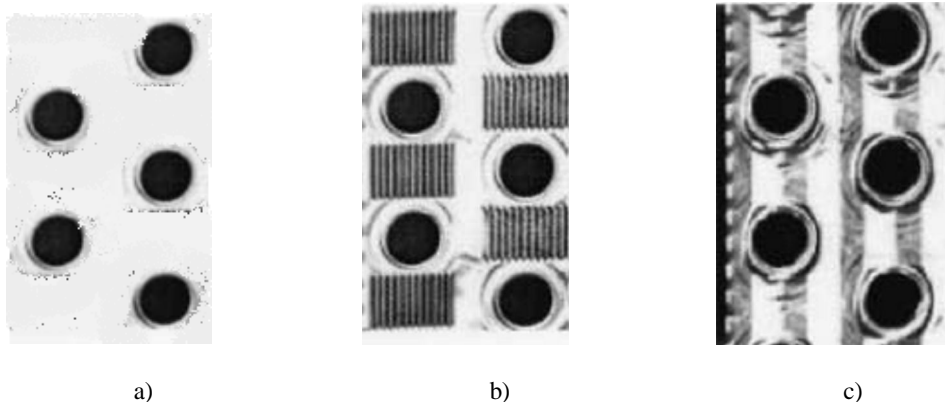


Figura 2.1 – Características geométricas de diferentes tipos de aletas: a) plana; b) *louver* e c) *wavy*

Aletas planas são muito utilizadas em trocadores de calor compactos pela facilidade de fabricação e baixo custo. Aletas com *louver* e *wavy* são, por sua vez, empregadas com a finalidade de aumentar a taxa de transferência de calor por convecção do lado do ar (fator j) em virtude da separação do escoamento, o que produz como efeito colateral um aumento de f .

Wang *et al.* (1996) realizaram testes experimentais com 15 amostras de trocadores de calor tubo-aleta com diferentes parâmetros geométricos, incluindo o número de fileiras de tubos, a espessura e o espaçamento entre as aletas. Os resultados foram apresentados correlacionando-se j e f como o número de Reynolds, para uma faixa de vazão de 300 m³/h a 7500 m³/h. Verificou-se que o espaçamento entre aletas não afeta o coeficiente de transferência de calor, que o número de fileiras de tubos tem efeito negligenciável sobre o fator de atrito e que a espessura das aletas afeta pouco o coeficiente de transferência de calor e o fator de atrito.

Wang e Chang (1998) testaram experimentalmente 11 amostras de trocadores de calor tipo tubo-aleta a fim de avaliar tanto a taxa de transferência de calor como a perda de carga. Foram variados o espaçamento entre as aletas, o diâmetro dos tubos e os espaçamentos longitudinal e transversal dos tubos. As amostras foram testadas também com um revestimento hidrofílico, para verificar o comportamento termo-hidráulico do trocador com a presença de um filme de água sobre a região aletada. Analisando os resultados experimentais, Wang e Chang (1998) concluíram que a superfície com revestimento hidrofílico tem efeitos negligenciáveis sobre o coeficiente de transferência de calor, embora a perda de carga seja de 15% a 40% maior do que nas superfícies sem o revestimento. Tais testes foram conduzidos a vazão contante. Caso o efeito do ventilador fosse levado em conta, a perda de carga reduziria a vazão, o que certamente afetaria a transferência de calor. Estes autores também propuseram modificações nas correlações para o fator j propostas por Gray e Weeb (1986), mostrando uma boa concordância tanto com os dados por eles gerados quanto com os dados originais de Gray e Webb (1986).

Abu-Madi *et al.* (1998) avaliaram 28 trocadores de calor variando o número de fileiras de tubos, a espessura das aletas, o espaçamento entre as aletas, o espaçamento entre tubos na transversal e longitudinal e o tipo de aleta (plana e *wavy*). Os experimentos foram realizados em um túnel de vento aberto com circulação de água quente pelos tubos. A velocidade de face foi variada entre 1 e 20 m/s. Os parâmetros j e f foram correlacionados com o número de Reynolds e com parâmetros geométricos. Como conclusão, observou-se que trocadores de calor com aletas corrugadas apresentam j e f superiores aos de trocadores com aletas planas.

Observou-se ainda que j e f aumentam com a redução do espaçamento entre aletas, e que este efeito é maior para números de Reynolds mais elevados.

Wang *et al.* (2000) testaram 18 diferentes trocadores de calor com aletas planas. Foram variados o número de fileiras de tubos, o espaçamento entre as aletas e o diâmetro externo do tubo. A bancada de testes, formada por um túnel de vento aberto e por um circuito de água quente, apresentou uma diferença máxima de capacidade entre o lado do ar e o lado da água inferior a 3%. Os dados foram processados através do método ϵ -NUT (Kays e London, 1984). Os autores observaram que para trocadores com quatro fileiras de tubos, o espaçamento entre as aletas não afeta o parâmetro j . Por outro lado, para trocadores com uma e duas fileiras de tubos, j diminui significativamente com o aumento do espaçamento entre as aletas. A influência do número de fileiras de tubos sobre j se mostrou significativa apenas para Reynolds superior a 3.000, quando se observou uma diminuição de j com o aumento do número de fileiras.

Weber (2007) construiu uma bancada experimental para avaliar a performance termo-hidráulica de condensadores do tipo tubo-aleta para aplicações de refrigeração comercial. A bancada consiste basicamente de dois circuitos: um de ar e outro de fluido refrigerante, ambos permitindo a medição da taxa de calor dissipado pelo condensador. A diferença entre as capacidades de troca de calor medidas pelo lado do ar e pelo lado do refrigerante mostrou-se inferior a 5%. Efeitos do processo de fabricação, espaçamento entre aletas, tipo de aleta, presença do louver e tipo de borda foram explorados experimentalmente pelo autor.

Instigado pelo trabalho de Chen e Ren (1988), Weber (2007) observou ainda que não há unanimidade entre os trabalhos mencionados em relação aos efeitos dos parâmetros geométricos sobre o desempenho termo-hidráulico dos trocadores de calor tipo tubo-aleta. A Tabela 2.1, por exemplo, mostra que existem discrepâncias entre combinações de parâmetros geométricos empregados nas correlações de j e f . Além disso, as correlações para os parâmetros j e f podem ser empregadas apenas quando as características geométricas e operacionais dos trocadores de calor se enquadram dentro das suas faixas de validade. Diante destes fatos, fica evidente a necessidade de um trabalho experimental para selecionar as correlações mais indicadas para uma dada aplicação, tais como os condensadores e evaporadores de cassetes de refrigeração, foco do presente trabalho. Esse estudo foi desenvolvido com base no aparato construído por Weber (2007) e disponível no Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia em Refrigeração e Termofísica da Universidade Federal de Santa Catarina (POLO/UFSC).

2.2. Modelação de Trocadores de Calor

De forma complementar às correlações empíricas, o desempenho de trocadores de calor tubo-aleta pode também ser avaliado por meio de modelos matemáticos que permitem a análise tanto do escoamento de ar como do fluido refrigerante.

A modelagem matemática de trocadores de calor tem sido motivo de inúmeros trabalhos da literatura. As técnicas mais modernas de modelagem, segundo Hermes (2006), são baseadas nos princípios de conservação aplicados a cada um dos sub-domínios do trocador de calor: escoamento de refrigerante no interior da tubulação, transferência de calor na superfície aletada e escoamento externo de ar. Dependendo dos estados do refrigerante no interior do trocador de calor e de como variam as propriedades de interesse em cada uma das suas regiões características, os modelos podem ser classificados em: (i) globais; (ii) zonais; (iii) tubo-por-tubo, (iv) distribuídos unidimensionais e (v) distribuídos tridimensionais ou CFD (do inglês, Dinâmica dos Fluidos Computacional). A principal diferença entre os modelos está relacionada à discretização do domínio. Em geral, quanto mais detalhada a discretização, mais complexa é a modelagem e mais tempo é necessário para solução das equações. A Figura 2.2 ilustra os três principais tipos de discretização empregados em modelos de trocadores de calor: global, tubo-por-tubo e distribuído unidimensional.

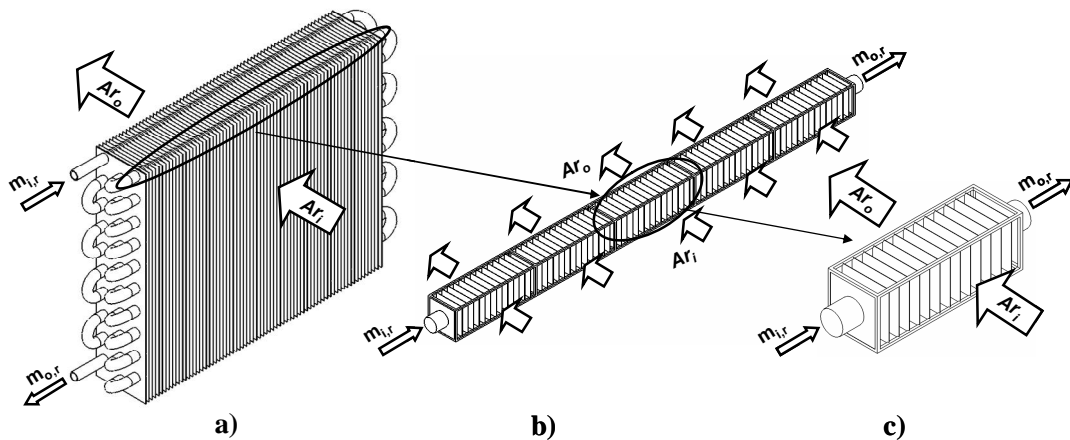


Figura 2.2 – Representação de algumas metodologias de modelação de trocadores de calor: a) global, b) tubo-por-tubo e c) distribuído.

Segundo a abordagem global, o trocador de calor é tratado como um único volume de controle formado por dois domínios, um representado pelo escoamento de ar e outro pelo de refrigerante (ver Figura 2.2 a). Exemplos de modelos globais são observados nos trabalhos de Melo *et al.* (1988) e Jacobsen (1995). A principal diferença entre os modelos zonais e os globais consiste na sub-divisão do domínio do refrigerante de acordo com as regiões do

escoamento como, por exemplo, regiões de desuperaquecimento, saturação e sub-resfriamento presentes no condensador. Exemplos de modelos zonais são encontrados em Rajendran e Pate (1986) e Lunardi (1991).

A técnica denominada tubo-por-tubo foi originalmente proposta por Chi (1979) e posteriormente modificada por Domanski (1991) e Lee e Domanski (1997). De acordo com essa metodologia, os escoamentos de ar e de refrigerante em cada tubo do trocador de calor são modelados através de balanços de massa, energia e quantidade de movimento (ver Figura 2.2 b). Os modelos distribuídos unidimensionais permitem, por sua vez, a determinação das propriedades de interesse ao longo de todo o domínio, sendo por este motivo empregado quando se precisa determinar os graus de superaquecimento e sub-resfriamento com maior precisão. Essa abordagem preserva a informação do circuito da serpentina, uma vez que o trocador de calor é dividido em pequenos elementos de volume não sobrepostos (ver Figura 2.2 c), de modo que a condição do ar na entrada (temperatura e velocidade) de cada volume de controle é então uma função da posição longitudinal e transversal ao escoamento. Dos trabalhos que empregam tal estratégia, destacam-se os de Judge e Radermacher (1997), Bensafi *et al.* (1997), Vardhan e Dhar (1998), Corberan e Melon (1998), Liang *et al.* (2001), Aprea e Renno (2002), Jiang *et al.* (2006), Garcia *et al.* (2007a, 2007b), Ge e Cropper (2008).

A modelação através de técnicas de CFD é empregada quando se deseja estudar efeitos locais nos escoamentos de ar e/ou refrigerante. Nestes casos, as equações de conservação da massa, energia e quantidade de movimento são resolvidas para diversos elementos de volume distribuídos tridimensionalmente ao longo do escoamento, de modo que correlações empíricas j e f não são necessárias, como nas demais técnicas apresentadas.

Existem na literatura diversos trabalhos que tratam da modelação de trocadores de calor tubo-aleta. A Tabela 2.2 resume os mais significativos, permitindo observar que são raros os modelos “disponíveis” que levam em conta o acoplamento hidrodinâmico entre o ventilador e o trocador de calor. A avaliação do componente “isolado” não permite identificar, dentro das inúmeras possibilidades de vazão, qual o melhor projeto de trocador de calor para uma aplicação específica. Neste contexto, optou-se no presente trabalho por desenvolver um modelo matemático distribuído unidimensional para simular o comportamento termo-hidráulico de trocadores de calor tubo-aleta, incluindo o acoplamento hidrodinâmico com o ventilador, como será mostrado no Capítulo 3.

Tabela 2.2 – Características de alguns modelos para simulação de trocadores de calor.

Autor	Origem	Acesso ao código fonte	Refrigerantes avaliados	Metodologia de modelação	Regime de validação	Ventilador acoplado
Domanski (1991)	EUA	não	diversos	tubo-por-tubo	permanente	não
Judge e Radermacher (1997)	EUA	não	diversos	distribuído	permanente	não
Bensafi <i>et al.</i> (1997)	França	não	diversos	distribuído	permanente	não
Vardhan e Dhar (1998)	Índia	não	não consta	tubo-por-tubo	não consta	não
Corberán e Melón (1998)	Espanha	não	HFC-134a	distribuído	permanente	não
Liang <i>et al.</i> (2001)	Cingapura	não	HFC-134a	distribuído	permanente	sim
Apra e Renno (2002)	Itália	não	R22	distribuído	transiente	não
Domanski (2003)	EUA	não	diversos	tubo-por-tubo	permanente	não
Garcia <i>et al.</i> (2007a, 2007b)	Espanha	não	R22 e R290	distribuído	permanente	não
Ge e Cropper (2008)	Reino Unido	não	CO ₂	distribuído	permanente	não

2.3. Modelação de Sistemas de Refrigeração

Diversas abordagens são empregadas na simulação de sistemas de refrigeração. Dependendo da aplicação, dos componentes envolvidos, do regime de trabalho, dentre outros fatores, a modelação pode ser mais ou menos complexa. São vários os trabalhos disponíveis na literatura relacionados à simulação numérica de sistemas de refrigeração em regime permanente (Domanski e Didion, 1983; Klein, 1998, Stewart *et al.*, 2005; Jiang *et al.*, 2006; Gholap e Khan, 2007), dos quais se destacam os estudos apresentados por Gonçalves *et al.* (2009) e Hermes *et al.* (2009), que fazem uso dos princípios fundamentais da conservação juntamente com informações empíricas para simular sistemas de refrigeração com um custo computacional reduzido. A metodologia consiste em substituir as equações de conservação da massa local (igualdade entre as vazões mássicas de refrigerante que escoam no compressor e no dispositivo de expansão) e global (massa de refrigerante no sistema selado) por graus de superaquecimento e de sub-resfriamento prescritos. Tal metodologia foi adotada no presente

trabalho em virtude da vantagem de ajustar automaticamente a carga de refrigerante e o dispositivo de expansão às condições de projeto pré-definidas, dadas pelos graus de superaquecimento no evaporador e pelo grau de sub-resfriamento no condensador. Com isto, o tempo de convergência é drasticamente reduzido, tornando a otimização possível de ser realizada.

2.4. Otimização de Sistemas de Refrigeração e Componentes

De acordo com Stoecker (1989), otimização é o processo onde se procura encontrar as condições que maximizam ou minimizam uma função segundo uma série de restrições. Neste processo, escolhe-se uma função do problema a ser maximizada ou minimizada (a função objetivo) mediante a manutenção de uma ou mais variáveis (as restrições). Nas análises de sistemas de refrigeração, as funções objetivo são comumente chamadas de *CADs* (*Critérios de Avaliação de Desempenho*). Tradicionalmente, quando empregados no nível do componente, os *CADs* são usados para comparações entre diferentes trocadores. Alguns exemplos de tais *CADs* são (Webb, 1994): (i) redução da área de transferência de calor para mesma taxa de transferência de troca e perda de carga; (ii) redução da diferença média logarítmica de temperatura para mesma taxa e área de transferência de calor; (iii) aumento da taxa para uma mesma área de transferência de calor; e (iv) redução da perda de carga para mesma taxa e área de transferência de calor.

Em um dos primeiros trabalhos associados à otimização de sistemas de refrigeração e de seus componentes, Bansal e Chin (2003) modelaram e testaram um condensador arame-sobre-tubo em condições típicas de refrigeradores domésticos. A taxa de transferência de calor por unidade de massa foi otimizada variando-se o diâmetro e o espaçamento dos tubos e dos arames. A fim de encontrar uma solução mais econômica, os autores propuseram um critério de avaliação de desempenho, denominado f_o . Este *CAD* foi definido como o quociente entre a taxa de transferência de calor por unidade de massa do condensador otimizado pela taxa de transferência de calor por unidade de massa do condensador original:

$$f_o = \frac{Q^*/M^*}{Q^0/M^0} \quad (2.3)$$

onde Q e M são respectivamente a taxa de transferência de calor e a massa de material empregado na fabricação do trocador de calor. Os super-índices $*$ e 0 são relacionados, respectivamente, ao projeto otimizado e ao original.

Assim, para uma melhor taxa de transferência de calor por unidade de massa, é desejado que $f_o > 1$. Com base no CAD proposto, os autores apresentaram três propostas de condensador. Para uma avaliação mais realista, os autores deveriam ter acoplado o componente ao sistema de refrigeração.

Stewart *et al.* (2005) apresentaram uma metodologia de otimização para o projeto de trocadores de calor tubo-aleta utilizados em condicionadores de ar residenciais. Os autores modelaram o sistema de refrigeração e otimizaram os parâmetros geométricos do condensador tendo como função objetivo o próprio COP do sistema. Através da otimização os autores conseguiram encontrar um condensador com redução de 23% da massa, mantendo o mesmo COP.

Gholap e Khan (2007) realizaram um estudo empregando multi-funções objetivos, levando em conta não só a minimização do consumo de energia do sistema de refrigeração mas também dos custos de material. Os autores apresentaram dois projetos otimizados para os condensadores. A primeira solução apresentou uma redução de 9% do consumo de energia do sistema com aumento de 50% no custo de material em relação ao condensador original. A segunda solução mostrou um aumento de 6% no consumo de energia do sistema com redução de 42% no custo do material. Os autores também apresentaram um método eficaz para encontrar um conjunto de variáveis de projeto que permita estimar a melhor concepção de soluções para o condensador na presença das duas funções objetivos concorrentes.

Waltrich (2008) propôs uma metodologia de otimização para avaliar o desempenho de um conceito alternativo de evaporador. Neste evaporador, a área de seção transversal do lado do ar diminui com a distância da região de entrada, causando a aceleração do escoamento e promovendo um aumento no coeficiente de transferência de calor do lado ar. Um estudo de otimização foi realizado com o objetivo de obter uma configuração otimizada para tal evaporador aplicado a um refrigerador doméstico. Foi desenvolvido um modelo específico para o componente e este foi acoplado a um modelo simplificado de um refrigerador doméstico. Os resultados numéricos dos modelos do evaporador e do sistema de refrigeração foram validados através da comparação com dados experimentais, verificando-se uma concordância na faixa de erro de $\pm 15\%$. Através dos resultados das otimizações foi possível constatar reduções de massa do evaporador de até 40%, com uma redução no COP do sistema de apenas 1%.

Mostrou-se nesta seção que os CADs suprem determinados objetivos específicos, podendo ser formulados de diferentes maneiras. Vários trabalhos selecionados da literatura referem-se à otimização de apenas um dos trocadores de calor. Entretanto, nenhum destes

inclui a seleção do compressor nas suas análises de otimizações nem, tampouco, a otimização do condensador e do evaporador de forma simultânea. Além disso, existe uma escassez de trabalhos relacionados especificamente a projeto e otimização de cassetes de refrigeração comercial. O presente trabalho pretende preencher todas estas lacunas.

2.5. Escopo do Trabalho

A revisão bibliográfica revelou a ausência de trabalhos relacionados ao projetos e/ou otimização dos componentes (evaporador, condensador e compressor) de cassetes de refrigeração. Além disso, são raros os trabalhos que utilizam modelos de trocadores de calor com ventiladores acoplados para avaliar os efeitos causados por alterações nos parâmetros de projetos. A avaliação dos trocadores de calor “isolados” não permite identificar, dentro das inúmeras possibilidades, qual o melhor projeto de trocador de calor para uma aplicação específica. Portanto, o presente trabalho pretende propor uma metodologia para o projeto e otimização de cassetes de refrigeração e verificar sua validade com base em análises experimentais.

3. MODELAGEM MATEMÁTICA

3.1. Aspectos Gerais

A maneira tradicional de analisar o desempenho de um cassete de refrigeração consiste na realização de testes experimentais normalizados em regime permanente (SE-SP-200/201 e SE-PR-202 a 204). Além de dispendiosos, tais ensaios exigem um período de tempo considerável. No entanto, o advento do computador digital possibilitou a simulação desses testes através da solução de equações que representam o comportamento físico do cassete de refrigeração. Além de reduzir a quantidade de ensaios necessários, a simulação é significativamente mais barata e rápida, de modo que alterações no produto podem ser avaliadas sem a necessidade de protótipos.

Na modelação de sistemas térmicos, são empregadas: (i) leis físicas, como as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia; (ii) equações constitutivas, como as propriedades termodinâmicas e termofísicas das substâncias; e (iii) equações auxiliares, como as relações geométricas e correlações empíricas. A partir dessas informações obtém-se um sistema de equações que permite a simulação do sistema. No entanto, a simulação do sistema térmico requer que modelos matemáticos sejam desenvolvidos para cada um dos seus componentes e, uma vez que eles estão interconectados, qualquer alteração em um deles pode afetar o desempenho dos demais e do sistema como um todo.

A estratégia de modelação do sistema de refrigeração empregada neste trabalho segue, em linhas gerais, a metodologia proposta por Hermes *et al.* (2009), onde sub-modelos foram desenvolvidos para todos os componentes do cassete (ver Figura 3.1), a saber: compressor, pré-condensador, trocadores de calor (condensador e evaporador) com os ventiladores integrados, dispositivo de expansão e trocador de calor linha de líquido – linha de sucção. Cada um desses sub-modelos será detalhado a seguir.

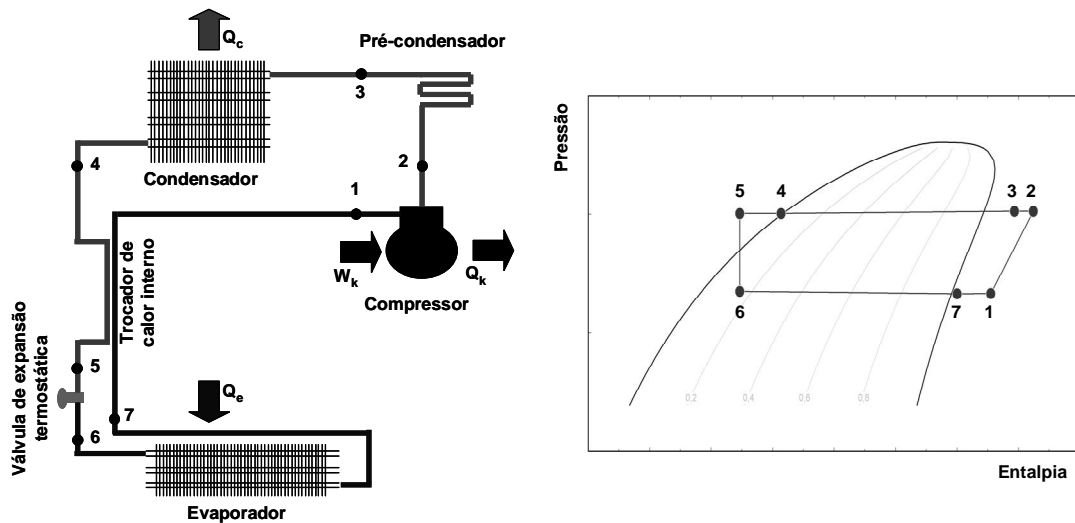


Figura 3.1 – Acoplamento entre os sub-modelos e diagrama $p-h$ do do cassete de refrigeração.

3.2. Modelo dos Trocadores de Calor

Os trocadores de calor (evaporador e condensador) empregados em cassetes de refrigeração são classificados como tubo-aleta com escoamento cruzado – um fluido escoa perpendicularmente ao outro – e não misturado, pois as aletas impedem o movimento na direção transversal ao escoamento. O desenvolvimento de modelos matemáticos para a análise numérica de trocadores de calor tipo tubo-aleta envolve a solução dos escoamentos de ar e fluido refrigerante bem como da difusão de calor nas paredes do trocador de calor. Tais fenômenos são governados pelas equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia, cuja solução é complexa e exige um elevado esforço computacional. A fim de balancear precisão com complexidade matemática, o modelo do trocador de calor foi dividido em dois sub-modelos: térmico e hidráulico. O primeiro calcula a transferência de calor e os estados termodinâmicos das correntes de ar e de fluido refrigerante localmente ao longo do trocador de calor, enquanto o segundo determina a vazão de ar insuflada pelo ventilador. Ambos são descritos a seguir.

3.2.1. Sub-modelo térmico

O sub-modelo térmico foi desenvolvido em dois domínios: ar e fluido refrigerante. As resistências térmicas devidas ao contato entre tubos e aletas, às incrustações e à condução de calor na parede do tubo foram desprezadas, uma vez que o número de Biot é pequeno ($Bi \sim 10^{-3}$). Em ambos os casos, os escoamentos foram modelados como sendo unidimensionais, em regime permanente e puramente advectivos na direção do escoamento,

uma vez que o número de Péclet é elevado ($Pe \sim 10^3$). Desta forma, os escoamentos de fluido refrigerante e de ar foram modelados apenas com base nos seguintes balanços de energia aplicados ao volume de controle ilustrado na Figura 3.2:

$$m_r(h_{i,r} - h_{o,r}) + Q_{vc} = 0 \quad (3.1)$$

$$m_{a,vc} c_{p,a} (T_{i,a} - T_{o,a}) - Q_{vc} = 0 \quad (3.2)$$

onde m_r e $m_{a,vc}$ são respectivamente as vazões mássicas de fluido refrigerante e de ar que escoam no volume de controle vc [kg/s], h , a entalpia específica do fluido refrigerante [J/kg] e Q_{vc} a taxa de transferência de calor [W]. A taxa de transferência de calor foi calculada com base no conceito de efetividade aplicado localmente em cada volume de controle:

$$Q_{vc} = \pm \varepsilon C_{\min} (T_{i,q} - T_{i,f}) \quad (3.3)$$

onde “ \pm ” deve ser lido como “-” quando o refrigerante perde calor para o ar (condensador) e como “+” quando o refrigerante ganha calor do ar (evaporador). Em adição, $C_{\min} = \min(m_r c_{p,r}, m_{a,vc} c_{p,a})$ representa a capacidade térmica mínima [W/K], $T_{e,q}$ e $T_{e,f}$ representam respectivamente as temperaturas nas entradas das correntes quente e fria [K]. A efetividade do volume de controle, ε , foi calculada através da seguinte expressão para escoamentos cruzados, correntes não-misturadas e em único passe (Kays e London, 1984):

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{NUT^{0,22}}{C_r} \left(\exp(-C_r NUT^{0,78}) - 1\right)\right) \quad (3.4)$$

onde $C_r = C_{\min}/C_{\max}$ e $NUT = UA/C_{\min}$ é o número de unidades de transferência. A condutância de cada volume de controle, UA , foi calculada por:

$$UA^{-1} = (\alpha_r A_r + \alpha_a (A_t + \eta_f A_f))^{-1} \quad (3.5)$$

onde α é o coeficiente de transferência de calor e η_f é a eficiência da aleta, calculada por:

$$\eta_f = \frac{\tanh(\omega d_{eq}/2)}{\omega d_{eq}/2} \quad (3.6)$$

onde d_{eq} é um diâmetro equivalente (Schmidt, 1945) e ω é definido por,

$$\omega = \sqrt{\frac{2\alpha_a}{k_f \delta_f}} \quad (3.7)$$

onde k_f e δ_f representam, respectivamente, a condutividade térmica e a espessura da aleta.

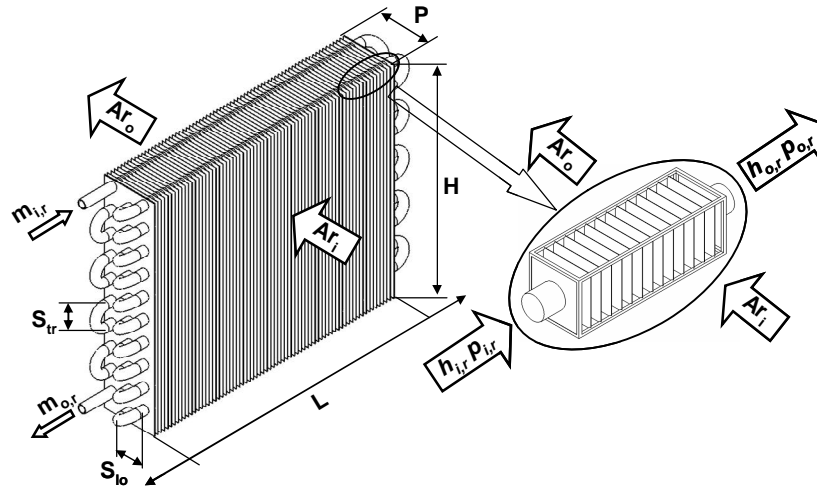


Figura 3.2 – Modelo físico do trocador de calor.

As equações (3.1) a (3.5) foram resolvidas ao longo do escoamento de fluido refrigerante (ver Figura 3.2) assumindo que cada volume de controle se comporta como um trocador de calor independente. Assim, embora os escoamentos de ar e de refrigerante tenham sido tratados como unidimensionais, o modelo do trocador de calor é capaz de captar efeitos multidimensionais, tais com o a posição relativa entre os tubos, por onde circula o refrigerante, e o escoamento de ar.

3.2.2. Sub-modelo hidráulico

Perda de carga no escoamento de fluido refrigerante

De um modo geral, a queda de pressão no lado do fluido refrigerante é determinada levando-se em conta a fricção e aceleração do escoamento no interior do tubo. No entanto, neste trabalho, considerou-se apenas a parcela de atrito, que é predominante. Assim, a queda de pressão pode ser estimada através da seguinte equação:

$$\frac{\Delta p}{\Delta L} = -2 \left(\frac{f_x}{d} \right) \left(\frac{G^2}{\rho_x} \right) \quad (3.8)$$

onde o índice k se refere às fases de líquido a de vapor. Para as regiões monofásicas puras (vapor superaquecido e líquido sub-resfriado), a fator de atrito foi calculado através da seguinte expressão proposta por Petukhov (1970) para uma ampla faixa de número de Reynolds:

$$f_x = [0,79 \ln(Re) - 1,64]^{-2} \quad (3.9)$$

Tal formulação foi empregada tanto para os trechos retos de tubulação como para as curvas que conectam os tubos (ver Figura 3.3), doravante denominadas de “bengalas” ($D=2r$).

Para o cálculo da queda de pressão na região bifásica, empregou-se a formulação de Muller-Steinhagen e Heck (1986) para os trechos retos de tubulação, que foi adaptada por Domanski e Hermes (2008) para calcular a perda de carga em escoamentos bifásicos nas bengalas. Assim, para os trechos retos, a perda de carga foi calculada por:

$$\frac{\Delta p}{\Delta L}_{rp} = \left[\frac{dp}{dL}_l + 2x \left(\frac{dp}{dL}_v - \frac{dp}{dL}_l \right) \right] (1-x)^{1/3} + \frac{dp}{dL}_v x^3 \quad (3.10)$$

onde o índice rp se refere a queda de pressão nos tubos retos paralelos, e f_x é dado por

$$f_x = 0,079 Re^{-0,25} \quad (3.11)$$

onde o índice x se refere às fases de líquido ou de vapor.

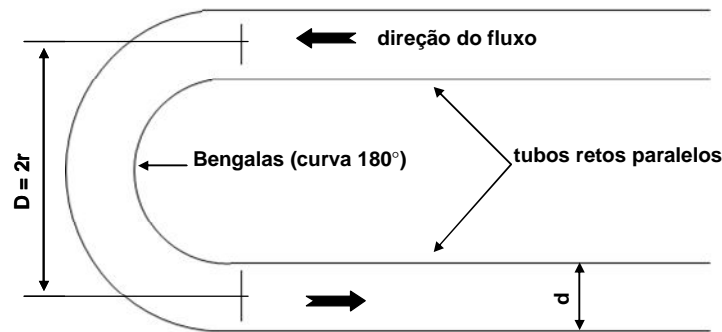


Figura 3.3 – Desenho esquemático dos tubos retos paralelos e bengalas

A queda de pressão nas bengalas possui magnitude similar às encontradas nos tubos retos, motivo pelo qual Domanski e Hermes (2008) propuseram com base no teorma dos PI de Buckingham um *fator multiplicativo de curvatura*, Λ , para a correlação da queda de pressão para tubos retos de Muller-Steinhagen e Heck (1986):

$$\Lambda = 5,2 \cdot 10^3 \left(\frac{Gxd}{\mu_v} \right)^{0,59} \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0,22} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,27} \left(\frac{2r}{d} \right)^{-0,69} \quad (3.12)$$

onde o primeiro grupo é o número de Reynolds que avalia a influência da velocidade do vapor, enquanto o segundo e o terceiro grupos estão relacionados à distribuição de massa em cada fase. O último termo avalia os efeitos de curvatura nas bengalas.

Perda de carga no escoamento de ar

O sub-modelo hidráulico é necessário não só para determinar a perda de pressão no trocador de calor, mas principalmente para estabelecer a vazão de ar que será fornecida pelo ventilador no ponto de operação do sistema de ventilação formado por ventilador, dutos, trocador de calor e demais acessórios. Como mostra a Figura 3.4, tanto a pressão estática fornecida pelo ventilador quanto a queda de pressão do sistema são dependentes da vazão de ar. No caso do ventilador, quanto maior a pressão estática menor será a vazão de ar deslocada. Por outro lado, quando se trata do trocador de calor ou de um sistema de dutos, filtros e demais acessórios, quanto maior a vazão de ar, maior a perda de carga.

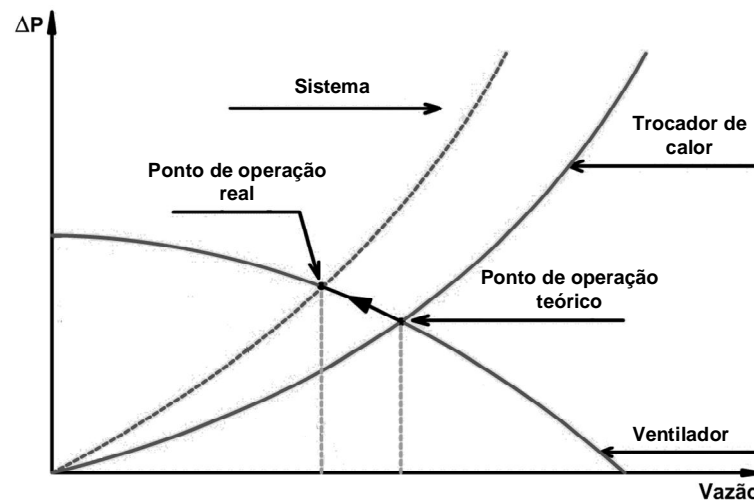


Figura 3.4 – Curvas características do ventilador, trocador de calor e sistema.

A seleção de um ventilador deve ser realizada a partir das especificações de vazão de ar e de pressão estática. A vazão de ar necessária a um trocador de calor é obtida durante o seu dimensionamento térmico. A partir de uma determinada taxa de transferência de calor absorvida no evaporador ou dissipada no condensador, pode-se obter a vazão de ar necessária nesses componentes.

A vazão de ar fornecida pelo ventilador é dependente das perdas de carga impostas pelo trocador de calor, pelos dutos e por outros acessórios. O cassete de refrigeração tem dois circuitos de ar independentes. Um circuito fechado – que envolve o evaporador, dutos de insuflamento, gabinete, duto de retorno, coifa e ventilador do evaporador –, e um circuito aberto que envolve o condensador, coifa, ventilador do condensador e dutos de saídas de ar. Ambos são representados esquematicamente na Figura 3.5.

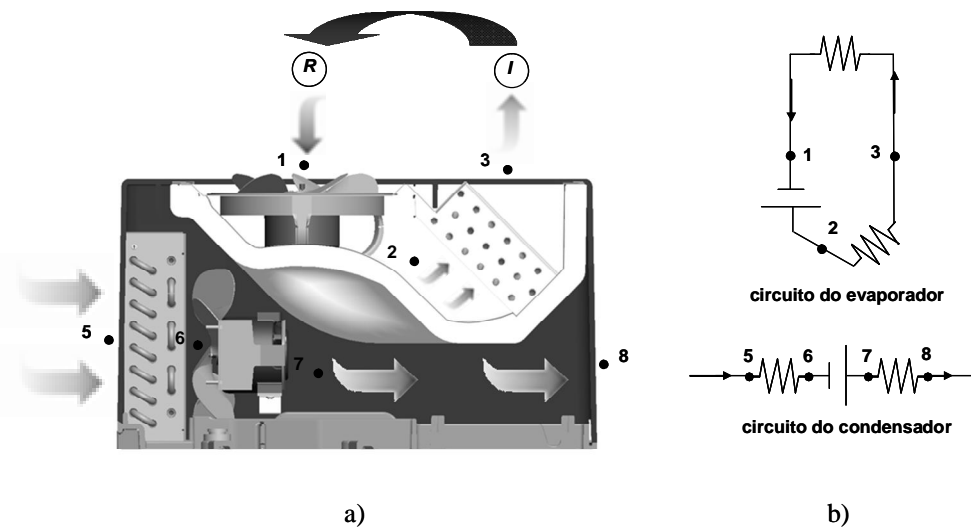


Figura 3.5 – Trajeto de ar nos trocadores de calor do cassete de refrigeração: a) esquema do fluxo de ar e b) analogia com resistências elétricas.

A variação de pressão na região compreendida entre a sucção e a descarga do ventilador do evaporador foi calculada por:

$$\Delta p_{v,e} = \Delta p_{1-2} = \Delta p_{2-3} + \Delta p_{3-1} \quad (3.13)$$

onde o termo Δp_{2-3} corresponde à perda de pressão no evaporador e o termo Δp_{3-1} à perda de pressão no compartimento refrigerado (ver Figura 3.5).

A variação de pressão na região compreendida entre a sucção e a descarga do ventilador do condensador foi calculada por:

$$\Delta p_{v,c} = \Delta p_{6-7} = \Delta p_{5-6} + \Delta p_{7-8} \quad (3.14)$$

onde o termo Δp_{5-6} corresponde à perda de pressão no condensador e o termo Δp_{7-8} corresponde à perda de pressão devido a contração do escoamento do ar na região de saída do cassete (ver Figura 3.5).

A perda de carga do lado do ar em cada trecho dos circuitos representados na Figura 3.5 foi modelada através da seguinte expressão:

$$\Delta p = \frac{1}{2} K \rho_a v_a^2 \quad (3.15)$$

onde a constante de perda de carga, K , foi obtida experimentalmente com base em ensaios realizados túnel de vento específico (ver Capítulo 5 e Apêndice I).

Os ventiladores do sistema (tanto do evaporador quanto do condensador) foram modelados com base em suas curvas características de pressão Δp_v e de eficiência η_v , obtidas através de um túnel de vento, e ajustadas na forma de polinômios:

$$\Delta p_v = \sum_{i=0}^n a_i m_a^i \tag{3.16}$$

$$\eta_v = \sum_{i=0}^n b_i m_a^i \tag{3.17}$$

onde η_v é a eficiência do ventilador. A potência de bombeamento do ventilador, grandeza importante na seleção desse componente, foi calculada por:

$$W_v = \frac{\Delta p_v}{\eta_v} \frac{2m_a}{\rho_{i,a} + \rho_{o,a}} \tag{3.18}$$

3.2.3. Implementação computacional

A metodologia adotada para a implementação computacional do modelo do trocador de calor consiste em dividi-lo em volumes de controle, VC, não sobrepostos na direção do escoamento de fluido refrigerante, como mostra a Figura 3.6, de modo que tanto a taxa de transferência de calor como a queda de pressão são calculadas em cada volume de controle como se este fosse um trocador de calor independente. Os volumes de controle são então distribuídos nos três eixos de coordenadas, nas direções paralela (i) e transversal (j) ao escoamento de ar e na direção paralela ao escoamento de refrigerante (k), como mostra a Figura 3.6.

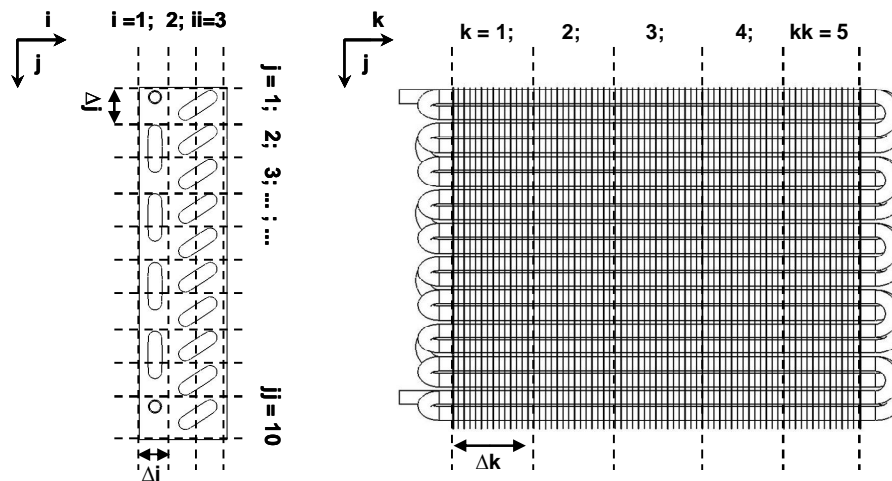


Figura 3.6 – Sistema de coordenadas empregado na modelação.

Desta forma, a posição de cada volume de controle no interior do trocador de calor é determinada pelas coordenadas i, j e k , como mostrado na Figura 3.6. Cada tubo é dividido em volumes de controle, todos com o mesmo comprimento elementar. A discretização, que tem início na entrada de fluido refrigerante ($i=1, j=1$ e $k=1$), prossegue no sentido do escoamento do fluido refrigerante até o final do primeiro tubo ($i=1, j=1$ e $k=kk$), passando para o tubo seguinte de acordo com a circuitagem estabelecida pelo usuário, como ilustrado na Figura 3.7. O processo se repete de tubo em tubo até alcançar o último volume de controle, que corresponde à região de saída do fluido refrigerante. O sentido do escoamento em cada tubo é diferenciado por meio do vetor sentido de escoamento, $S[n]$, onde n é o número do tubo. Quando n tem escoamento entrando no plano da folha (ver Figura 3.7), o valor armazenado na respectiva posição de $S[n]$ é positivo (+1); por outro lado, se estiver saindo do plano da folha, o valor será negativo (-1). Para a definição da circuitagem, os números dos tubos são informados pelo usuário na matriz $OT[i,j]$, cujos elementos correspondem à posição espacial do tubo no trocador de calor.

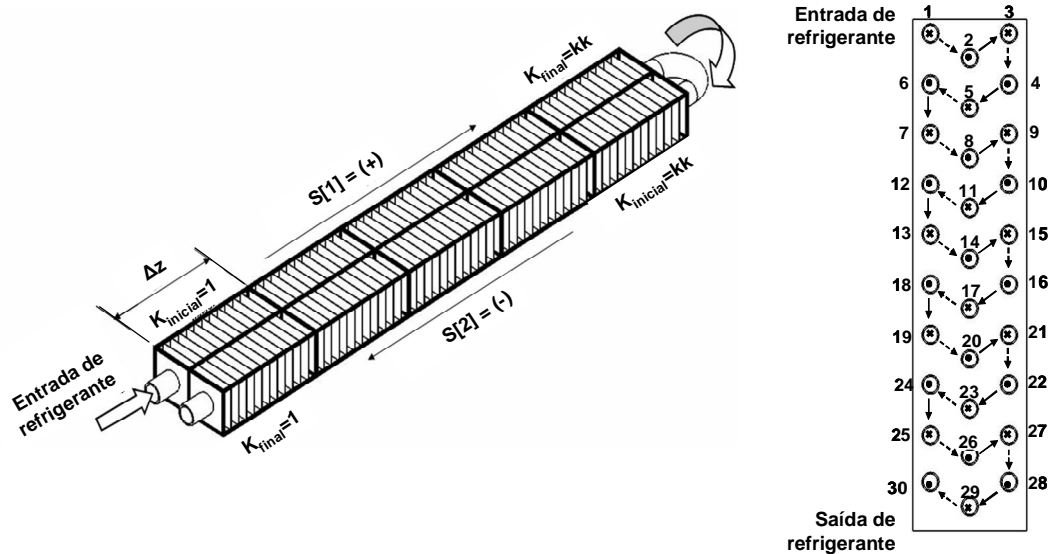


Figura 3.7 – Implementação computacional da circuitagem do trocador de calor.

A Figura 3.7 mostra um exemplo de circuitagem com 30 tubos. No primeiro tubo (OT [1,1]), o escoamento do refrigerante entra no plano da folha, enquanto que no segundo (OT [2,1]), o escoamento sai do plano da folha. Este processo se repete até o último tubo (OT [1,30]). Para cada volume de controle, existem variáveis de entrada que devem ser informadas (temperatura do ar e entalpia do refrigerante) e variáveis de saída que são obtidas após a solução das equações governantes. As variáveis de saída são utilizadas como dados de entrada para o volume seguinte. A vazão de ar para cada volume de controle, $m_{a,vc}$, é calculada

dividindo-se a vazão de ar total, m_a , pelo número de elementos na face do trocador de calor. A taxa total de transferência de calor é obtida pela soma das taxas de calor locais em cada volume de controle. A pressão do refrigerante deve ser fornecida como dado de entrada.

3.2.4. Algoritmo de solução

O algoritmo de solução se baseia em dois laços principais, como mostra a Figura 3.8. No primeiro, um processo iterativo é utilizado para resolver as equações (2.2), (3.13) e (3.14) a fim de encontrar a vazão total de ar deslocada pelos ventiladores no ponto de operação em cada trocador de calor. No segundo, as equações (3.1) a (3.12) são resolvidas para cada volume de controle, de acordo com um processo de marcha que segue o circuito de refrigerante. A marcha é feita em dois passos. Primeiramente, resolve-se o escoamento de refrigerante com temperaturas do ar estimadas. Em seguida, as temperaturas do ar são corrigidas pela equação (3.2). Tal procedimento se repete até a convergência, obtida quando o módulo da maior diferença de temperatura entre duas iterações sucessivas for inferior a $0,1^\circ\text{C}$. As propriedades do ar e do refrigerante foram calculadas através do programa REFPROP7 (Lemmon *et al.*, 1998) acoplado à plataforma EES (Klein, 2004).

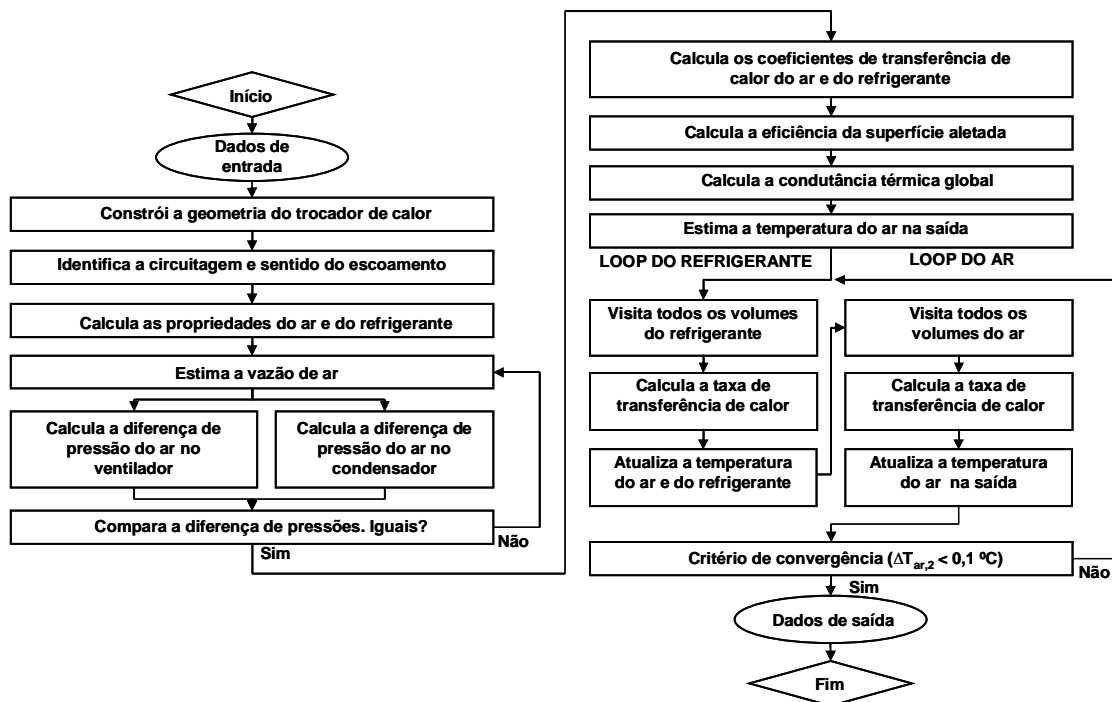


Figura 3.8 – Algoritmo de solução.

3.2.5. Coeficientes para transferência de calor e perda de carga

O fechamento do sistema de equações depende de correlações empíricas para os coeficientes de transferência de calor e para o fator de atrito. Existem diversas correlações da literatura que são empregadas para determinar os coeficientes de transferência de calor e fator de atrito, as quais devem ser selecionadas levando-se em consideração o tipo de trocador de calor, o tipo de aletas e a faixa de aplicação. A Tabela 3.1 mostra a faixa de aplicação das principais correlações disponíveis para trocadores de calor tubo-aleta com aleta plana (Jacobi *et al.*, 2001).

Tabela 3.1 – Faixa de aplicação das correlações.

Autor	Re		S_f		S_r		S_o		Nt_{lo}		d		δ_f	
	[-]		[mm]		[mm]		[mm]		[-]		[mm]		[mm]	
	mín	máx	mín	máx	mín	máx	mín	máx	mín	máx	mín	máx	mín	máx
Wang <i>et al.</i> (1996)	200	6000	1,77	3,21	25,4		22,00		2	6	10,23		0,130	0,200
Abu <i>et al.</i> (1998)	200	6000	1,64	2,65	19,00	25,40	16,00	22,00	1	4	9,96		0,120	0,130
Kim <i>et al.</i> (1999)	100	7000	1,22	8,70	20,32	50,80	12,70	43,99	1	6	7,30	19,30	0,110	0,406
Wang <i>et al.</i> (2000)	200	10000	1,19	8,70	17,70	31,75	12,40	27,50	1	6	6,35	12,70	0,115	0,152

Para selecionar as correlações tanto para o fator de atrito como para o coeficiente de transferência de calor no lado do ar, os resultados obtidos através do modelo empregando-se as correlações descritas na Tabela 3.1 foram comparados com os resultados experimentais, como descrito no Capítulo 6.

3.3. Modelo do Compressor

O sub-modelo do compressor se baseia no seguinte balanço de energia,

$$m_r(h_2 - h_1) = W_k - Q_k \quad (3.19)$$

onde m é a vazão mássica de refrigerante, W_k é a potência de compressão e Q_k é a taxa de troca de calor na carcaça do compressor.

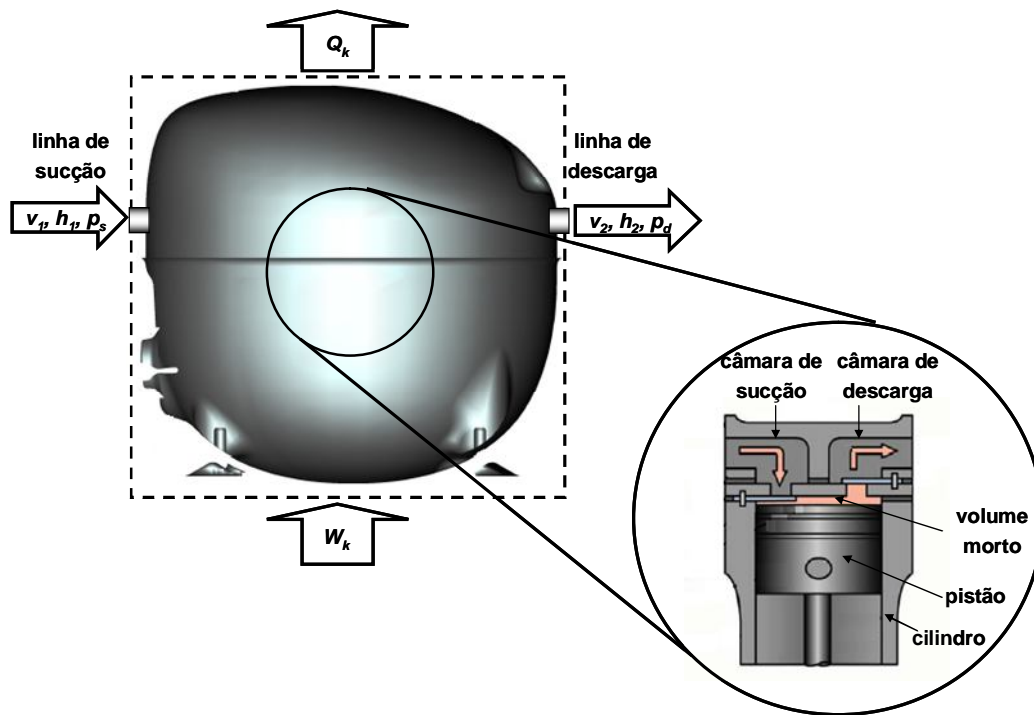


Figura 3.9 – Balanço de energia no compressor.

O fluxo de massa do compressor foi calculado empregando-se o conceito de rendimento volumétrico, η_v (Gosney, 1982):

$$m_r = \frac{V_c N}{v_1} \eta_v \quad (3.20)$$

onde V_c é o volume deslocado, N a rotação do compressor e v_1 o volume específico na sucção. A grandeza η_v é correlacionada como função linear da razão de pressões.

$$\eta_v = a + b \frac{p_d}{p_s} \quad (3.21)$$

onde as constantes a e b foram obtidas a partir de dados de catálogo do compressor (Embraco, 2009). Estes dados são disponibilizados pelos catálogos dos fabricantes de compressores para cada modelo de compressor.

A potência consumida pelo compressor foi relacionada com o trabalho isoentrópico de compressão $W_{s,k}$ e com o rendimento global do compressor η_g como indicado a seguir:

$$W_k = \frac{W_{s,k}}{\eta_g} = m_r \frac{h_{2,s} - h_1}{\eta_g} \quad (3.22)$$

Assim como o rendimento volumétrico, o rendimento global do compressor foi correlacionado como função lineares da razão de pressões:

$$\eta_g = c + d \frac{P_d}{P_s} \quad (3.23)$$

onde c e d foram obtidos a partir de dados de catálogo do compressor (Embraco, 2009). Segundo Hermes *et al.* (2009) e Gonçalves *et al.* (2009), os ajustes representados pelas equações (3.21) e (3.23) representam diferenças inferiores a 10% no fluxo de massa e na potência consumida do compressor quando comparados com os dados experimentais.

No presente trabalho, foram analisados 5 compressores 220 V/ 60 Hz fabricados pela EMBRACO (denominados de comp₁, comp₂, comp₃, comp₄ e comp₅), todos operando com o HFC-134a como fluido de trabalho. Suas características principais são resumidas no Apêndice II, bem como os resultados dos ajustes das equações (3.21) e (3.23).

A taxa de dissipação de calor no compressor foi expressa pela condutância térmica do compressor UA_k e pela diferença entre a temperatura do refrigerante na descarga do compressor T_2 e o ar ambiente T_{amb} (Gonçalves et al., 2009; Hermes et al., 2009):

$$Q_k = UA_k(T_2 - T_{amb}) \quad (3.24)$$

Contudo, os fabricantes de compressores não disponibilizam no catálogo a temperatura de descarga, de modo que o coeficiente UA_k não pode ser determinado. A fim de sanar este problema, um dos compressores (modelo comp₁) foi testado numa bancada calorimétrica (ver Apêndice II), onde se verificou que os valores de UA_k variam pouco com as temperaturas de evaporação e de condensação. Assumindo que o valor de U_k não varia entre os compressores empregados, embora UA_k varie com a área da carcaça A_k , o coeficiente global de transferência de calor baseado na área externa da carcaça do compressor foi considerado igual à média dos valores obtidos no experimento (14 W/m²K).

3.4. Modelo do Pré-Condensador

O pré-condensador é a serpentina disposta entre a descarga do compressor e o condensador tubo-aletado, onde calor é perdido para o ar quente que deixa o condensador. Um modelo é então necessário para este componente com a finalidade de calcular a

temperatura do refrigerante na entrada do condensador. O modelo do pré-condensador foi baseado nos seguintes balanços de energia para os domínios de ar e refrigerante:

$$m_r (h_3 - h_2) = Q_{pc} \quad (3.25)$$

$$Q_{pc} = \varepsilon_{pc} C_{min} (T_d - T_{amb}) \quad (3.26)$$

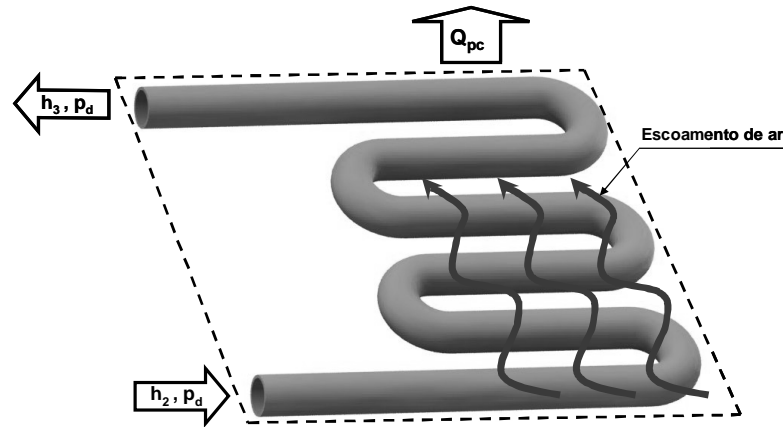


Figura 3.10 – Balanço de energia no pré-condensador.

onde ε_{pc} é a efetividade do pré-condensador, calculada considerando-se que o ar tem uma capacidade térmica infinita (Incropera e DeWitt, 2005):

$$\varepsilon_{pc} = 1 - \exp(-NUT) \quad (3.27)$$

O coeficiente de transferência de calor do lado interno foi calculado pela correlação de Gnielinski (1976). Uma vez que a localização e o comprimento do pré-condensador não foram alterados, o valor do coeficiente de transferência de calor do lado externo, obtido dos experimentos, foi considerado constante e igual a $38 \text{ W/m}^2\text{K}$.

3.5. Modelo do Trocador de Calor Interno

Os cassetes de refrigeração empregam ainda um trocador de calor interno, em contracorrente, entre a linha de líquido (trecho de tubulação situado na saída do condensador) e a linha de sucção (trecho de tubulação entre o evaporador e o compressor). Neste componente, calor é transferido do líquido, na linha de líquido, para o vapor, na linha de sucção. Como consequência, o título de refrigerante na entrada do evaporador é reduzido, aumentando a capacidade de refrigeração e a temperatura na saída da linha de sucção se eleva, evitando a entrada de líquido no compressor. O modelo do trocador de calor interno serve para

determinar as condições do refrigerante na entrada do evaporador e na sucção do compressor. A entalpia na entrada do evaporador é calculada com base no seguinte balanço de energia,

$$h_6 = h_5 = h_4 + h_7 - h_1 \quad (3.28)$$

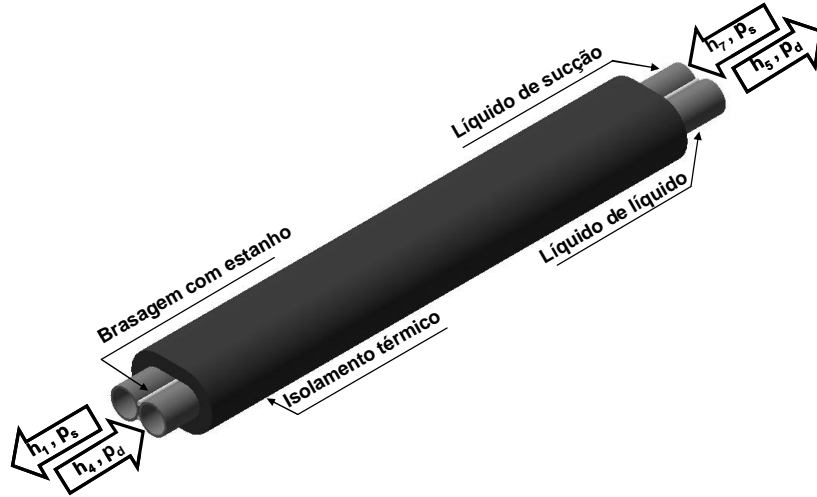


Figura 3.11 – Balanço de energia no trocador de calor interno.

onde se considerou que a vazão mássica é a mesma nas duas correntes e que o trocador de calor está perfeitamente isolado do ambiente externo. A temperatura na sucção do compressor, T_1 , foi, por sua vez, calculada a partir de uma efetividade de temperatura, ε_{TCI} ,

$$T_1 = T_7 + \varepsilon_{TCI}(T_4 - T_5) \quad (3.29)$$

Uma vez que os diâmetros externos e comprimentos das linhas de líquido e de sucção são iguais em todos os cassetes de refrigeração empregados neste trabalho, a efetividade foi calculada através da seguinte expressão (Incropera e DeWitt, 2005)

$$\varepsilon_{TCI} = \frac{1 - \exp[-NUT \cdot (1 + C_{min}/C_{max})]}{1 - (C_{min}/C_{max}) \cdot \exp[-NUT \cdot (1 - C_{min}/C_{max})]} \quad (3.30)$$

onde a condutância térmica UA foi calculada considerando-se duas superfícies estendidas com resistência de contato desprezível (ver Figura 3.11):

$$UA = R_v + R_l = \left(\frac{1}{h_v \cdot A_v \cdot \eta_v} + \frac{1}{h_l \cdot A_l \cdot \eta_l} \right) \quad (3.31)$$

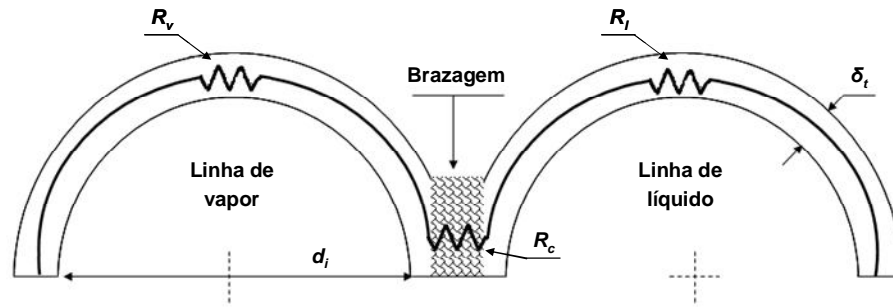


Figura 3.12 – Resistências térmicas envolvidas no trocador de calor interno.

onde os sub-índices l e v referem-se, respectivamente, às linhas de líquido e de vapor. Os coeficientes de transferência de calor, em ambas linhas, foram calculados pela correlação de Gnielinski (1976). As eficiências das superfícies estendidas são obtidas pela seguinte expressão:

$$\eta_v = \eta_l = \frac{\tanh(\omega L_{TCI})}{\omega L_{TCI}} \quad (3.32)$$

onde ω é o parâmetro da superfície estendida obtido pela equação (3.7) e L_{TCI} é definido como,

$$L_{TCI} = \frac{\pi \cdot d_i}{2} + \frac{\delta_t}{2} \quad (3.33)$$

3.6. Modelo do Sistema de Refrigeração

Para o fechamento do problema, são necessárias duas equações adicionais para o cálculo das pressões de evaporação e de condensação. De um modo geral, tais pressões são calculadas implícita e iterativamente a partir dos seguintes balanços de massa,

$$m_{r,k} - m_{r,exp} = 0 \quad (3.34)$$

$$M - \sum_{n=1}^n M_n = 0 \quad (3.35)$$

onde $m_{r,k}$ e $m_{r,exp}$ são, respectivamente, a vazão mássica deslocada pelo compressor e a vazão mássica através da válvula de expansão (não modelada); M é a carga de refrigerante no

sistema e M_n é a massa de refrigerante contida em cada um dos n componentes do circuito de refrigeração (e.g., carcaça do compressor, trocadores de calor e tubulações).

Como tais equações são funções implícitas e fortemente não-lineares das pressões de condensação e de evaporação, sua solução é complexa, exige um alto esforço computacional e pode apresentar problemas de convergência numérica. A fim de contornar tais dificuldades, optou-se aqui, a exemplo de Gonçalves et al. (2009) e Hermes et al. (2009), por substituir as equações (3.34) e (3.35) pela prescrição dos graus de sub-resfriamento no condensador e superaquecimento no evaporador, de modo que as pressões/temperaturas de evaporação e de condensação possam ser calculadas diretamente através das seguintes expressões,

$$T_{sat}(p_e) = T_7 - \Delta T_{sup} \quad (3.36)$$

$$T_{sat}(p_c) = T_4 + \Delta T_{sub} \quad (3.37)$$

Tal procedimento não só elimina os problemas numéricos mencionados, mas também aproxima a análise numérica da condição de projeto de um sistema de refrigeração, em que tanto o dispositivo de expansão como a carga de fluido refrigerante são ajustados a posteriori para que o sistema de refrigeração opere com graus de superaquecimento e sub-resfriamento pré-determinados.

A metodologia de solução segue, em linhas gerais, o diagrama de fluxo de informações ilustrado na Figura 3.13. O sistema de equações é resolvido por substituições sucessivas para três variáveis principais: pressão de evaporação p_e , pressão de condensação p_c , entalpia do refrigerante na entrada do compressor, h_1 . A partir de uma estimativa dessas variáveis, o modelo do compressor calcula a entalpia h_2 . Em seguida, a equação (3.25) calcula a entalpia h_3 na entrada do condensador; a equação (3.1) calcula a entalpia h_4 e a temperatura $T_4 = T(p_c, h_4)$, que é usada para corrigir p_c através da equação (3.37). A temperatura na entrada do compressor, t_1 , é calculada através da equação (3.29), permitindo a atualização da entalpia $h_1 = h(p_c, T_1)$. A entalpia na entrada do evaporador, h_5 , é obtida da equação (3.28) e a entalpia na saída do evaporador, h_7 , através da equação (3.1). A partir de h_7 , calcula-se $T_7 = T(p_e, h_7)$ e corrige-se a pressão de evaporação através da equação (3.36). Este processo de cálculo se repete até que os valores de p_e , p_c e h_1 convirjam.

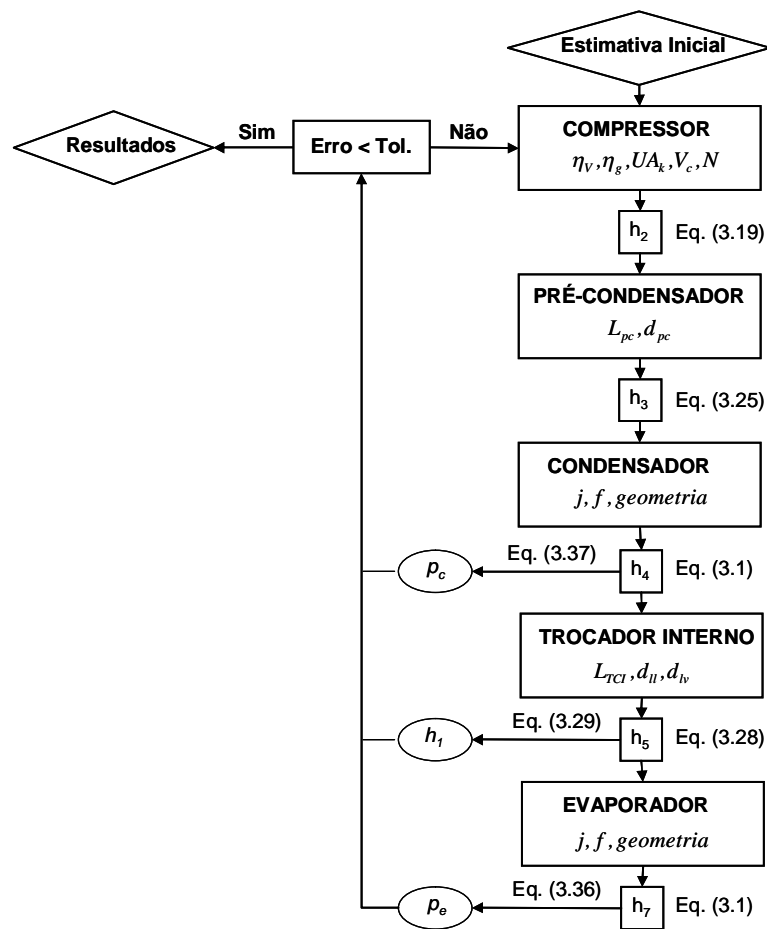


Figura 3.13 – Algoritmo de solução computacional do sistema de refrigeração.

Adaptado de Hermes *et al.* (2009).

3.7. Síntese do Capítulo

Os modelos matemáticos apresentados neste capítulo permitem a simulação do cassete de refrigeração, em regime permanente, gerando resultados que possibilitam identificar potencialidades de aumento de desempenho destes sistemas de refrigeração.

De modo a possibilitar a validação dos modelos matemáticos empregados, foram realizados levantamentos experimentais do desempenho dos principais componentes (trocadores de calor e compressor) bem como do cassete de refrigeração completo. De forma geral, os resultados das simulações mostraram boa concordância com os dados experimentais, indicando que os modelos matemáticos adotados neste trabalho são adequados.

4. OTIMIZAÇÃO

Otimização é o processo para se determinar as condições geométricas e de operação que fornecem o máximo ou mínimo valores de uma função. O requisito básico a qualquer processo de otimização consiste na definição da grandeza a ser otimizada. Na indústria espacial, é comum empregar a minimização do peso como critério de otimização. Na indústria automobilística, a minimização do consumo de combustível e custos de fabricação são os critérios mais comuns. Nas análises de sistemas de refrigeração empregam-se *critérios de avaliação de desempenho* (CAD) que buscam o aumento do desempenho do sistema de refrigeração acompanhado (ou não) da redução de custos. Tais critérios são explorados no presente capítulo.

4.1. Critérios de Avaliação de Desempenho (CAD)

A seleção adequada dos trocadores de calor, do compressor e dos ventiladores não só reduz o consumo de energia mas também os custos de fabricação e de operação do sistema de refrigeração (objetivos do presente trabalho). No passado, os projetos de tais componentes tinham natureza puramente termodinâmica, tais como a minimização da entropia gerada (*MEG*) em cada componente (Bejan, 1982).

Atualmente, os CADs empregados para sistemas de refrigeração são essencialmente baseados no COP do sistema (Waltrich, 2008). Stewart *et al.* (2005), por exemplo, utilizaram o COP como critério de otimização dos parâmetros geométricos de trocadores de calor de condicionadores de ar, mostrando que existe uma relação direta entre a *MEG* e maximização do COP. Os custos envolvidos na fabricação de sistemas de refrigeração é outro exemplo de CAD muito empregado na indústria de refrigeração. Jakobsen (1995) argumenta que, de um modo geral, quanto menores os custos dos componentes, maiores são as perdas termodinâmicas, que por sua vez aumentam o consumo de energia ao longo da vida útil de tal sistema, como mostra a Figura 4.1.

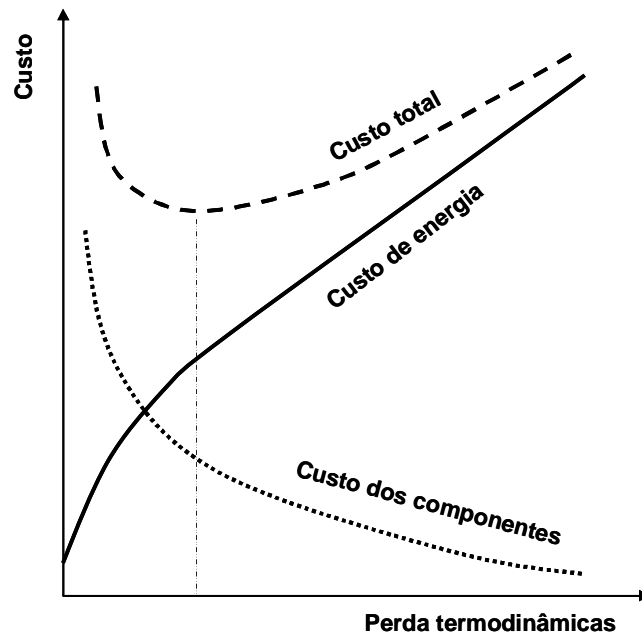


Figura 4.1 – Perdas termodinâmicas vs. Custo do sistema de refrigeração. Adaptado de Jakobsen (1995).

A maioria dos CADs encontrados na literatura consideram somente o efeitos dos parâmetros geométricos de trocadores de calor acoplados ao sistemas de refrigeração (Bansal e Chin, 2003; Stewart *et al.*, 2005; Gholap e Khan, 2007). Poucos autores incluem a seleção do compressor nas suas análises de otimizações (Waltrich, 2008). Além disso, não existe registro de trabalhos relacionados especificamente à otimização de cassetes de refrigeração.

Para sanar tais lacunas é apresentado neste trabalho um CAD para avaliar o desempenho de cassetes de refrigeração, que leva em consideração tanto aspectos termodinâmicos (COP) quanto econômicos (custo do cassete). Tal CAD é uma evolução do proposto por Bansal e Chin (2003) para condensadores, sendo dado pela seguinte equação:

$$CAD = \frac{COP^* / \$_{tot}^*}{COP^0 / \$_{tot}^0} \quad (4.1)$$

onde os índices * e 0 referem-se respectivamente ao projeto de cassete de refrigeração otimizado e original, $\$_{tot}$ se refere ao custo total, dado pelo somatório do custo dos componentes do sistema e o custo do consumo de energia elétrica ao longo da vida útil do sistema de refrigeração.

Para o cassete de refrigeração, o custo total do produto é dado por:

$$\$_{tot} = \sum \$_{cas} + \$_{op} \quad (4.2)$$

onde o somatório do custo dos componentes do cassete de refrigeração é dado por:

$$\sum \$_{cas} = \$_k + \$_e + \$_c + \$_{v,e} + \$_{v,c} + \$_{aces} \quad (4.3)$$

Uma vez que os custos de alguns componentes do sistema não são de domínio público, as seguintes considerações foram empregadas neste trabalho:

- i. O custo do compressor foi estimado com base na média geométrica entre o coeficiente de desempenho (COP) e a capacidade de refrigeração (em [W]);
- ii. Os custos dos trocadores de calor foram calculados em função da massa dos materiais e dos custos das *commodities* (cobre e alumínio), bem como do custo de transformação, que representa, em geral, 20% do custo total;
- iii. Os custos dos ventiladores foram mantidos fixos, com seus valores fornecido pelo fabricante do cassete;
- iv. O custo da energia elétrica foi calculado em função do consumo e do tempo de uso do equipamento.

Custo do Compressor

O custo de um compressor depende de diversos fatores tais como a tecnologia de compressão utilizada, a eficiência (geralmente expressa na forma de COP em uma condição normalizada), o deslocamento volumétrico (normalmente expresso na forma de uma capacidade de refrigeração aparente), o volume de vendas e a estratégia de *marketing*. Nem todos os fatores podem ser obtidos nos catálogos dos fabricantes, apenas os COP e a capacidade de refrigeração equivalente, aqui denominada de CAP. Assim, o custo do compressor foi aproximado através de uma média geométrica envolvendo a eficiência e a capacidade de refrigeração do compressor, obtidos do catálogo do fabricante nas condições típicas de operação de cassetes de refrigeração (temperatura de evaporação de -10°C e temperatura de condensação de 45°C):

$$\$_k = F\$ (COP \cdot Q_e)^{1/2} \quad (4.4)$$

onde $F\$=1,23$ é o fator de conversão monetário, em $\text{USD}/\text{W}^{1/2}$. Foram avaliados compressores cujo COP e capacidade de refrigeração aparente variam respectivamente entre 1,5 a 2,75 W/W e 460 a 750 W. O fator de conversão $F\$$ foi ajustado com base nos custos reais dos compressores, de forma que tanto a ordem de grandeza como as tendências reais de

custo fossem reproduzidas pelo modelo. Por motivo de sigilo industrial, os custos reais não podem ser revelados neste documento. A Figura 4.2 mostra o custo dos cinco diferentes compressores avaliados neste trabalho.

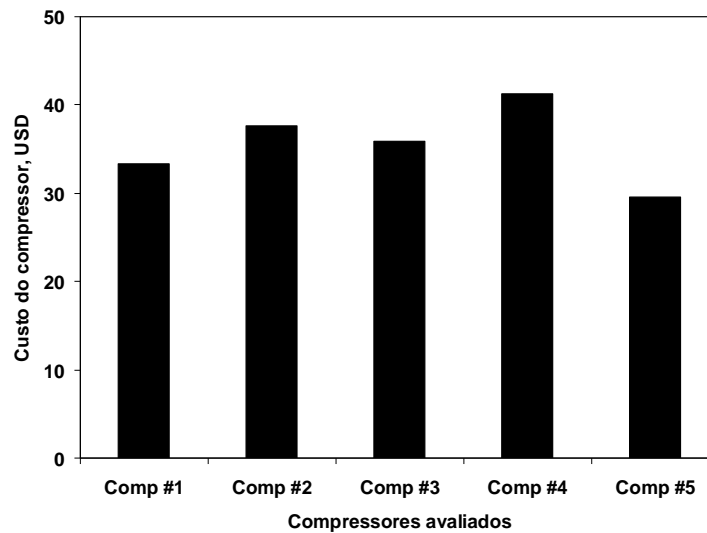


Figura 4.2 – Custo estimado para os compressores avaliados.

Custo dos Trocadores de Calor

O custo dos trocadores de calor resulta do somatório do custo das *commodities* envolvidas (80%) mais o custo do processo de fabricação (20%), segundo dados confidenciais do fabricante. Portanto, o custo dos trocadores de calor é obtido pela seguinte equação:

$$\$_y = 1,25(M_{Cu} \$_{Cu} + M_{Al} \$_{Al}) \quad (4.5)$$

onde os sub-índices *Cu* e *Al* se referem respectivamente ao cobre e alumínio. $\$_{Cu}=1,78$ USD/kg e $\$_{Al}=0,38$ USD/kg são respectivamente os valores médios das *commodities* entre 1 Dezembro 2008 e 31 de Janeiro de 2009 (ADVFN Brasil, 2009 - informações relacionadas ao mercado financeiro nacional e internacional).

Custo dos Ventiladores

O custo dos ventiladores $\$_y$ também depende de diversos fatores tais como o tipo do ventilador (rotação fixa ou variável), a eficiência, a potência, o diâmetro das hélices, o volume de vendas e a estratégia de *marketing*. Assim como no caso do compressor, nem todos os fatores podem ser obtidos nos catálogos dos fabricantes. Por este motivo, neste trabalho os

custos de ambos os ventiladores foram mantidos fixos em USD 13,00 cada, valor fornecido pelo fabricante do cassete de refrigeração.

Custo dos Demais Acessórios

Os únicos componentes modificados ao longo do processo de otimização foram o compressor e os trocadores de calor. Os demais acessórios como válvula de expansão, tubulações, isolamentos, coifas, chassis, dentre outros, não foram alterados. Seguindo recomendações do fabricante do cassete, o somatório do custo para tais acessórios $\$_{aces}$ fica em torno de USD 80,00, valor empregado neste trabalho.

Custo de Operação

O custo relacionado à operação do cassete é função do preço da energia, da potência elétrica consumida, do fator de funcionamento do compressor, τ , e da vida útil do cassete de refrigeração, t , como segue:

$$\$_{op} = \$_{ene} (\tau W_k + W_{v,e} + W_{v,c}) t \quad (4.6)$$

onde $\$_{ene}$ é o preço da energia, que varia de acordo com a região geográfica e com o consumo mensal. No estado de Santa Catarina, por exemplo, o preço do kWh considerando um consumo mensal abaixo de 150 kWh é igual a USD 0,20 (Janeiro 2009). Tal valor é utilizado como base no presente trabalho. A potência elétrica gasta pelo cassete é igual à soma da potência do compressor e de ambos ventiladores dos trocadores de calor. A fração de funcionamento τ do compressor é calculada a partir da razão entre a carga térmica e a capacidade de refrigeração obtidas do cassete de refrigeração (Hermes *et al.*, 2009).

A Tabela 4.1 mostra uma comparação entre o desempenho e os custos de dois dos cassetes de refrigeração utilizados neste trabalho (ver Capítulo 6), onde se observa que o C #1 é menos eficiente que o C #2. Sem considerar o custo de operação, o C #1 possui COP e o custo total inferiores aos do C #2 em respectivamente 18,1% e 5,7%. Entretanto, com o passar do tempo, a parcela referente ao custo de operação do C #1 aumenta até que se torne mais significativa que o custo de fabricação do sistema. Após um período de 10 anos, verifica-se que o C #2, cujo custo inicial era mais alto, permite a economia de aproximadamente 15,6%

(USD 370)¹ em relação ao C #1. Neste caso, o tempo de retorno do investimento é de aproximadamente 4,5 meses.

Tabela 4.1 – Comparação do desempenho e custos de dois cassetes de refrigeração.

Cassetes	Q_e	W_{tot}	COP	τ	Consumo	$\sum \$_{cas}$	Tempo de utilização			
							0		10	
	[W]	[W]	[W/W]	[%]	[kwh/mês]	USD	USD	USD	USD	
C #1	578	556	1,04	24	96	150	0	150	2248	2377
C #2	387	305	1,27	36	79	159	0	159	1848	2007

Como mostrado anteriormente, é decisivo na escolha de um cassete de refrigeração incluir o custo de operação. Existem diferentes configurações (variáveis de projeto) para o cassete, que dependem do período de vida útil empregado. Quanto maior tal período mais as variáveis de projeto tendem para aquelas do cassete com o maior COP. Como os fabricantes de cassetes de refrigeração não definem um período de vida útil exato para os cassetes de refrigeração, neste trabalho, durante o processo de otimização será utilizado somente o somatório do custo dos componentes.

4.2. Método de Otimização

Em geral, os algoritmos de otimização maximizam ou minimizam uma função objetivo (CAD) com base em uma série de restrições. Antes de escolher um algoritmo de otimização, é necessário caracterizar o problema a ser resolvido através dos seguintes parâmetros (Gomes, 2006):

- i. **Função objetivo:** representa a grandeza a ser otimizada (CAD) e é função das variáveis de projeto escolhidas. A função objetivo é dita simples quando se tem apenas um objetivo, e composta (ou multi-critério, multi-objetivo) quando se deseja otimizar vários objetivos de uma só vez.
- ii. **Variáveis de projeto:** são os parâmetros do problema que podem ser alterados a fim de otimizar a função objetivo (i.e., parâmetros que influem tanto no COP como no custo do cassete). As variáveis de projeto do presente trabalho são:

¹ Valor considerando que a diferença inicial entre os dois cassetes DIF foi aplicada em juros compostos a uma taxa mensal $i=0,7\%$ pelo tempo $T=120$ meses: $\$_{apl} = DIF(1+i)^t$

- a. **Características geométricas dos trocadores de calor:** largura L , altura H , profundidade P , espaçamento entre as aletas S_f e diâmetro do tubo d ;
- b. **Característica dos demais componentes:** modelo do compressor
- iii. **Restrições:** são as limitações impostas à algumas variáveis, tais como o tipo de ventilador empregados nos trocadores de calor e o fluido de trabalho (no caso, HFC-134a). Neste trabalho, tais restrições devem atender as normas SE-SP-200/201 e SE-PR-202 a 204 (apresentadas no Capítulo 5). As restrições podem ainda ser definidas para uma região específica do domínio de interesse (local) ou para todo o domínio (global). As restrições do presente trabalho são:
- a. **Condições do sistema:** De acordo com as normas SE-SP-200/201 e SE-PR-202 a 204 (ver Capítulo 5), o COP do sistema deve ser superior a 1 W/W na condição C ($t_{amb} = 32,2^\circ\text{C}$; UR = 65%), com a temperatura do ar na entrada do evaporador, t_g , de 2°C . A capacidade de refrigeração mínima deve ser acima do valor de 230 W na condição D ($t_{amb} = 40,5^\circ\text{C}$; UR = 75%), também para a temperatura do ar de retorno, t_g , de 2°C .
- b. **Espaçamento dos tubos dos trocadores de calor:** Fixos em $S_{lo}=22$ e $S_{tr}=25,4$.
- iv. **Domínio:** são os limites impostos para as variáveis de projeto a partir dos quais se deseja otimizar a função objetivo. O domínio do presente trabalho é:
- a. **Compressor**

Modelo	V_c	Q_e	COP
	$[\text{cm}^3]$	$[\text{W}]$	$[-]$
Comp #1	16,80	747	1,49
Comp #2	10,61	643	2,21
Comp #3	7,95	599	2,15
Comp #4	7,95	620	2,74
Comp #5	7,69	457	1,92

b. **Trocadores de calor**

Variável	Evaporador		Condensador	
	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
Largura, m	0,300	0,380	0,200	0,304
Altura (no. tubos na transversal), m	0,076 (3)	0,175 (7)	0,152 (6)	0,275 (11)
Profundidade (no. de fileiras de tubos), m	0,088 (4)	0,044 (2)	0,044 (2)	0,088 (4)
Espaçamento entre as aleta (no. aletas), m	0,002 (150)	0,008 (50)	0,001 (150)	0,006 (50)
Diâmetro do tubo, m	0,0075	0,0115	0,0075	0,0115

Após a caracterização do problema a ser resolvido, é necessário definir o algoritmo de otimização a ser empregado. O código EES fornece uma variedade de algoritmos de otimização disponíveis na literatura. Segundo Gomes (2006), a busca por um algoritmo de otimização deve ser baseada em duas características básicas: robustez (capacidade de encontrar o ponto de ótimo global) e precisão (capacidade de encontrar o verdadeiro valor do ponto de ótimo). Outro fator, tão importante quanto os citados acima, é o tempo de convergência do algoritmo de otimização, que deve ser o menor possível para que, quando associado ao tempo computacional inerente ao código de simulação do sistema de refrigeração, não torne proibitivo o custo computacional da otimização.

Analisando as três características acima citadas, optou-se no presente trabalho pelo uso do *Algoritmo Genético*. Tal algoritmo foi utilizado com sucesso em diversos trabalhos similares (Fonseca e Fleming, 1993; Horn *et al.*, 1994; Zitzler e Thiele, 1998; Bansal e Chin, 2003; Gomes, 2006; Gholap e Khan, 2007; Waltrich, 2008). Tal metodologia tem a vantagem de ser bem mais robusta que as demais, porém com a desvantagem de exigir um tempo computacional mais elevado. Como o tempo de simulação do cassete de refrigeração é relativamente baixo (em torno de 13 segundos por análise), a utilização do algoritmo genético não implica em tempos computacionais proibitivos.

4.3. Síntese do Capítulo

Foi apresentado neste capítulo o critério de avaliação de desempenho CAD utilizado para otimizar o cassete de refrigeração. Tal critério busca maximizar o desempenho do cassete de refrigeração e ao mesmo tempo reduzir os custos. Para tanto, além dos modelos de simulação mostrados no Capítulo anterior, foram também elaboradas funções custo para os componentes considerados no processo de otimização. Neste capítulo apresentou-se também o algoritmo de otimização adotado, as variáveis de projeto, as limitações impostas a cada uma destas variáveis, bem como, os limites mínimos e máximos.

5. TRABALHO EXPERIMENTAL

O trabalho experimental foi conduzido com auxílio de três bancadas específicas previamente disponíveis no POLO Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia em Refrigeração e Termofísica da Universidade Federal de Santa Catarina: (i) um túnel de vento para avaliação termo-hidrodinâmica dos trocadores de calor, (ii) um calorímetro para avaliação do desempenho dos cassetes de refrigeração, e (iii) um túnel de vento para determinação das curvas hidrodinâmicas dos ventiladores e dos cassetes de refrigeração. Tais bancadas são apresentadas neste capítulo, bem como os procedimentos e condições de teste.

5.1. Bancada de Avaliação de Trocadores de Calor

5.1.1. Aparato experimental

Ensaio experimentais foram realizados com uma série de trocadores de calor tubo-aleta projetados para aplicações de refrigeração comercial a fim de levantar dados tanto para auxiliar o processo de seleção das correlações empíricas necessárias ao modelo dos trocadores de calor (fator de atrito e coeficiente de transferência de calor no lado do ar) como para o exercício de validação. Os ensaios foram realizados com auxílio de um calorímetro projetado e construído especialmente para esta finalidade (Weber, 2007) seguindo as recomendações da norma ANSI/ASHRAE 33 (2000). Uma foto da bancada é mostrada na Figura 5.1.

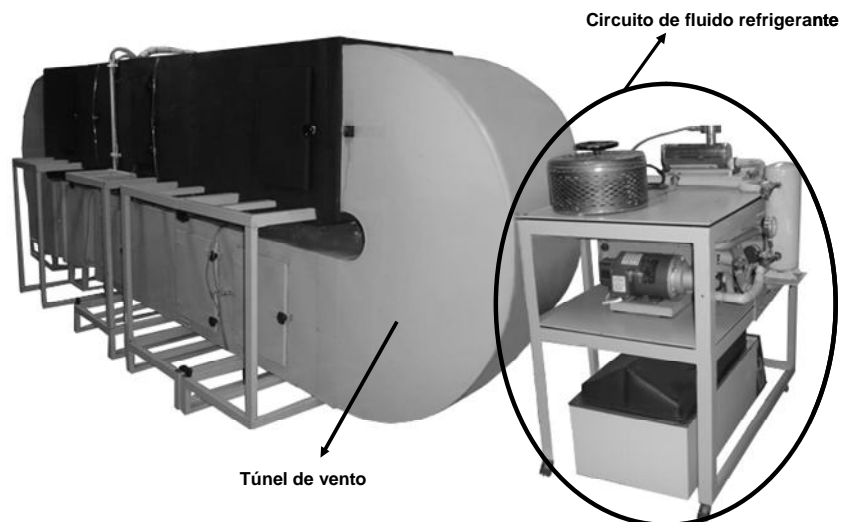


Figura 5.1 – Bancada de avaliação de trocadores de calor (Weber, 2007).

O circuito de ar consiste em um túnel de vento fechado, como ilustra a Figura 5.2. O túnel de vento é composto pelos seguintes componentes: (i) a seção de testes com dimensões de 0,55 m de altura por 0,55 m de largura; (ii) dois transdutores diferenciais de pressão, um para medir a perda de carga através do condensador, e outro para medir a diferença de pressão entre a seção de teste e o ambiente externo; (iii) duas grades de termopares, uma antes e outra depois do condensador; (iv) uma placa de bocais convergentes e dois transdutores diferenciais de pressão, um para medir a perda de carga através do bocal, e outro para medir a diferença de pressão entre a região de saída do bocal e o ambiente externo; (v) um conjunto de resistências elétricas para ajuste fino da temperatura na entrada do condensador; (vi) um sistema de refrigeração para dissipar o calor liberado pelo condensador; e (vii) um ventilador radial com velocidade variável.

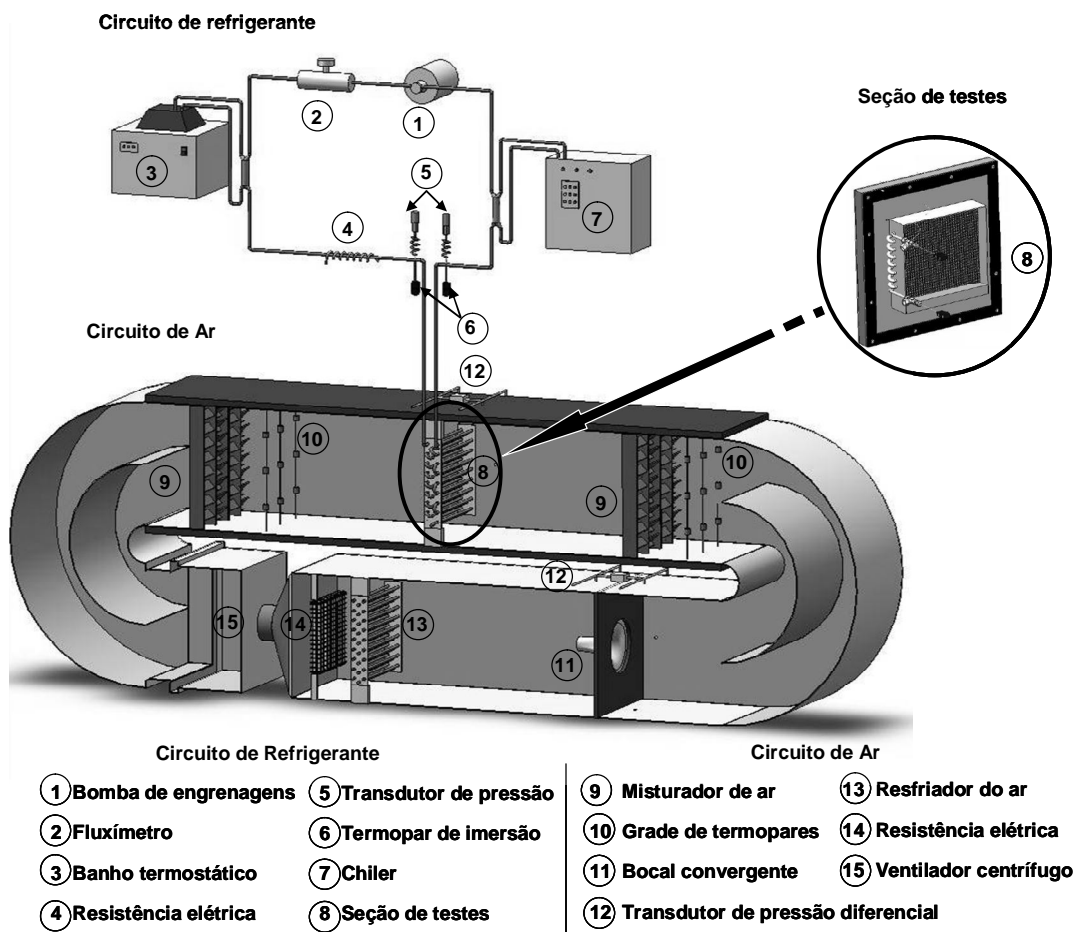


Figura 5.2 – Representação esquemática do túnel de vento (Weber, 2007)

A parede do túnel de vento é composta por duas chapas de aço galvanizado com 0,001 m de espessura com uma camada intermediária de 0,4 m de lã de rocha. Na região que compreende a seção de testes, aplicou-se uma camada interna e outra externa de 0,032 m de borracha elastomérica para minimizar as trocas de calor com o ambiente externo. Os dutos

foram construídos em módulos flangeados, para facilitar eventuais operações de montagem e desmontagem. Algumas janelas permitem o acesso ao interior dos dutos sem a necessidade de remoção de um módulo inteiro. As juntas das janelas, assim como os flanges dos módulos, foram vedadas com borracha de silicone para evitar vazamento de ar.

A vazão de ar, determinada através do procedimento descrito na norma ANSI/ASHRAE 41.2 (1987), foi controlada através da rotação do ventilador. O diferencial de pressão no circuito de ar foi medido através de transdutores de pressão Dwyer com incerteza de medição de $\pm 0,5\%$ do fundo de escala. A pressão atmosférica foi medida através de um barômetro Lambrecht GmbH, com incerteza de medição de $\pm 0,5$ mmHg. A temperatura do ar foi medida através de duas grades de termopares, uma antes e outra depois do condensador. No total, foram utilizados nove termopares para a medição direta da diferença de temperatura e oito termopares (quatro em cada seção) para a medição das temperaturas absolutas. Em todos os casos, foram usados termopares tipo T, com incertezas de $\pm 0,2^\circ\text{C}$.

O circuito de refrigerante tem a finalidade de simular as condições observadas em um escoamento de refrigerante através de um condensador, como mostrado na Figura 5.3. O fluido refrigerante recebe calor da água quente proveniente do banho termostático através do trocador de calor de placas 1. No processo 1-2, o fluido refrigerante, inicialmente no estado de líquido sub-resfriado, evapora. O grau de superaquecimento na entrada do trocador de calor é controlado ajustando-se a potência dissipada por um conjunto de resistências (processo 2-3), enquanto calor é rejeitado no condensador (processo 3-4). No trocador de calor de placas 2, o fluido refrigerante é resfriado, atingindo a condição de líquido sub-resfriado na entrada da bomba (processo 4-5). A água que circula neste trocador de calor é resfriada por uma unidade de água gelada com capacidade de 25 kW. Esta unidade é a mesma que alimenta o resfriador do túnel de vento. Uma bomba de engrenagens é utilizada para circulação do fluido refrigerante (processo 5-1), fazendo com que a pressão do fluido refrigerante se mantenha praticamente uniforme ao longo do circuito.

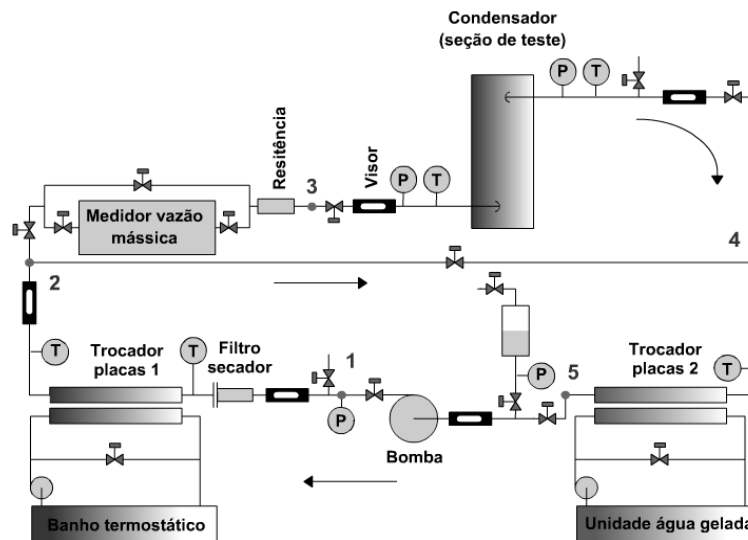


Figura 5.3 – Representação esquemática do circuito de refrigerante da bancada experimental (Weber, 2007).

As temperaturas do fluido refrigerante na entrada e na saída do trocador de calor foram medidas através de termopares de imersão, cuja incerteza de medição foi estimada em $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$. A pressão do fluido refrigerante na entrada e na saída do trocador de calor foi medida através de transdutores de pressão HBM modelo P3MB. A vazão mássica de fluido refrigerante foi medida através de um medidor tipo Coriolis modelo Siemens Mass 2100 DI3 com incerteza de medição de $\pm 0,5\%$. A bancada é capaz de operar com vazões de ar entre 170 e 2000 m^3/h , taxas de transferência de calor de 160 a 2400 W, vazões mássicas de refrigerante de até 250 kg/h , pressões do refrigerante até 20 bar, temperaturas do ar de 20 a 50°C , perdas de carga no trocador de calor de até 125 Pa. As incertezas de medição dos parâmetros j e f foram estimadas respectivamente em $\pm 6,0\%$ e $\pm 2,0\%$ através do método da propagação de erros (Weber, 2007).

Inicialmente projetada para trabalhar apenas com HFC-134a (Weber, 2007), a bancada foi adaptada para operar também com água. O circuito de refrigerante original foi então substituído por um circuito secundário, que bombeia água da rede hidráulica através do trocador de calor com vazões mássicas até 25 kg/h . A temperatura da água na entrada do trocador de calor foi controlada ajustando-se a potência dissipada por um conjunto de resistências, com potência máxima de 800 W. Termopares tipo T foram fixados na superfície externa do condensador, na entrada e na saída de cada tubo, com intuito de medir os perfis de temperatura ao longo do circuito. Os testes com água foram necessários à seleção das correlações para o coeficiente de transferência de calor no lado do ar, como será mostrado no Capítulo 6.

5.1.2. Procedimento de ensaio

É importante que o procedimento de teste seja padronizado para garantir a segurança da bancada e a confiabilidade dos resultados. O procedimento experimental se inicia com a montagem e instrumentação do trocador de calor na seção de testes. O aparato experimental é ligado, a pressão do circuito de refrigerante é controlada através da temperatura do banho termostático e da carga de refrigerante. A temperatura do fluido refrigerante na entrada do trocador de calor é controlada através da potência dissipada pelas resistências elétricas. A vazão mássica de fluido refrigerante é ajustada através da frequência da bomba. A vazão de ar é regulada pela rotação do ventilador. A temperatura de entrada do ar no trocador de calor é ajustada através da temperatura da água que circula no resfriador e da potência dissipada pelas resistências elétricas. Os seguintes critérios foram estabelecidos para verificar a validade dos testes:

- Tempo de teste superior a 30 minutos;
- Velocidade do ar no bocal entre 15 e 35 m/s;
- Velocidade do ar no condensador entre 1 e 4 m/s;
- Estratificação da temperatura do ar $< 0,55^{\circ}\text{C}$.

O critério adotado para verificar se a condição de regime permanente foi alcançada se baseia em um ajuste linear de todos os pontos de medição durante um intervalo de 30 minutos:

$$f(T) = c_0 T + c_1 \quad (5.1)$$

O teste é considerado estável quando o módulo da diferença entre o ponto inicial e o ponto final do intervalo for menor do que 3 desvios-padrão:

$$|f(T_{final}) - f(T_{inicial})| < 3DP \quad (5.2)$$

5.1.3. Processamento dos dados

Os parâmetros de interesse dos ensaios experimentais são a taxa de transferência de calor, Q , e a queda de pressão, Δp , todos em função da vazão de ar. Enquanto a queda de pressão do lado do ar através do trocador de calor é obtida diretamente a partir da medição do

transdutor de pressão, a taxa de transferência de calor é calculada com base nos balanços de energia, respectivamente, para o fluido refrigerante e para o ar (ver Figura 5.4):

$$Q_r = m_r (h_i - h_o)_r \quad (5.3)$$

$$Q_a = [\rho_a v_a c_p (t_{i,a} - t_{o,a}) Y_1 + Y_2] + UA_i (t_a - t_p)_i + UA_o (t_a - t_p)_o \quad (5.4)$$

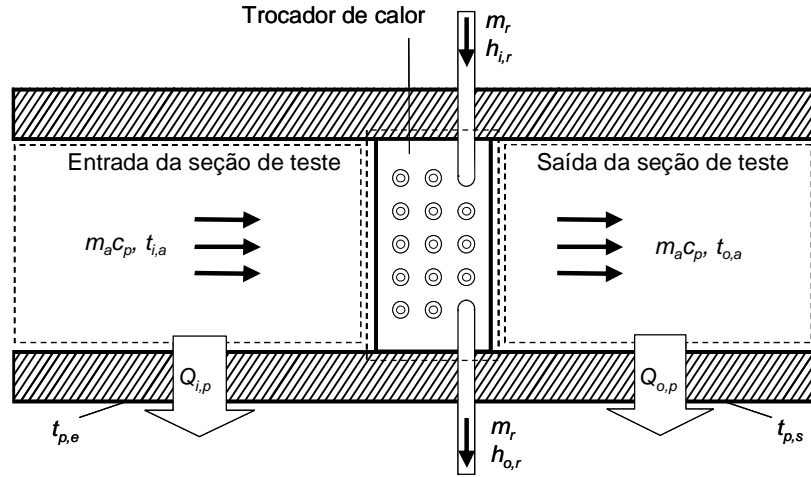


Figura 5.4 – Balanço de energia no trocador de calor entre os lados do refrigerante e ar.

onde Y_1 e Y_2 são constantes para correção da capacidade medida pelo lado do ar, introduzidas por Weber (2007) UA_i e UA_o são, respectivamente, a condutância térmica global das paredes do calorímetro na secção de entrada e saída. Tais valores foram obtidos do processo de calibração do túnel de vento, conforme descrito em detalhes por Weber (2007).

A vazão de ar, em $[m^3/h]$, foi calculada em função da diferença de pressão medida nos bocais, fornecida pela seguinte expressão (ASHRAE 33, 2000),

$$Q_a = 3600 C_d A_b y \sqrt{\frac{2 \Delta p_{a,b}}{\rho_{i,a} (1 - \beta^4)}} \quad (5.5)$$

onde $\rho_{i,a}$ é a densidade do ar na entrada do bocal, e A_b é soma das áreas de saída do bocal, $\Delta p_{a,b}$ é a diferença de pressão medida nos bocais, β é a relação de contração do túnel em relação aos bocais, C_d é o coeficiente de descarga e y é o coeficiente de expansão dos bocais, dados por:

$$\beta = \frac{\sqrt{4 \cdot A_b / \pi}}{D_h} \quad (5.6)$$

$$C_d = 0,9986 - \frac{7,006}{\sqrt{Re_b}} + \frac{134,6}{Re_b} \quad (5.7)$$

$$y = 1 - (0,548 + 0,71\beta^4)(1 - \xi) \quad (5.8)$$

onde D_h é o diâmetro hidráulico do túnel, e ξ e Re_b são calculados por:

$$\xi = \frac{P_{atm}}{P_{atm} + \Delta p_{a,b}} \quad (5.9)$$

$$Re_b = \frac{1097}{60 \cdot \mu_{a,b}} C_d \sqrt{\frac{4A_b}{\pi}} y \sqrt{\rho_{i,a} \Delta p_{a,b}} \quad (5.10)$$

Para que o teste seja considerado válido, a taxa de transferência de calor calculada com base nas correntes de ar e de fluido refrigerante deve apresentar um desvio relativo inferior a $\pm 5\%$ (ANSI/ASHRAE 41.2, 1987). A taxa de transferência de calor é obtida através de uma média aritmética entre as a taxas medidas no lado do ar e do fluido refrigerante.

5.1.4. Plano de testes

O principal objetivo dos testes com os trocadores de calor foi validar o modelo desenvolvido, bem como para selecionar as correlações para j e f . Para tanto, foram testadas 12 amostras de trocadores de calor tubo-aleta, em diversas condições operacionais, totalizando 54 ensaios experimentais. A Tabela 5.1 mostra as principais características geométricas de cada um dos trocadores de calor testados (ver Figura 5.5). Tais geometrias foram escolhidas de forma que a área de face dos trocadores de calor testados correspondesse àquelas normalmente utilizadas em condensadores e evaporadores empregados em cassetes de refrigeração.

Tabela 5.1 – Características geométricas dos trocadores de calor testados.

Trocador	P_f	S_{tr}	S_{lo}	Nt_{lo}	d	δ_f	L	H	P	Aleta
Unidade	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]
1	4,05	25,6	21,67	3	9,5	0,14	304	256	65	plana
2	3,17	25,6	21,67	3	9,5	0,14	304	256	65	plana
3	2,53	25,6	21,67	3	9,5	0,14	304	256	65	plana
4	3,88	25,5	20,33	3	9,5	0,14	380	153	61	plana
5	2,86	25,5	20,33	3	9,5	0,14	380	153	61	plana
6	2,48	25,5	20,33	3	9,5	0,14	380	153	61	plana
7	3,88	25,5	20,33	3	9,5	0,14	380	153	61	louver
8	2,86	25,5	20,33	3	9,5	0,14	380	153	61	louver
9	2,48	25,5	20,33	3	9,5	0,14	380	153	61	louver
10	4,34	25,6	22,5	2	9,5	0,14	304	256	45	plana
11	3,04	25,6	22,5	2	9,5	0,14	304	256	45	plana
12	4,34	25,6	22,5	2	9,5	0,14	304	256	45	louver

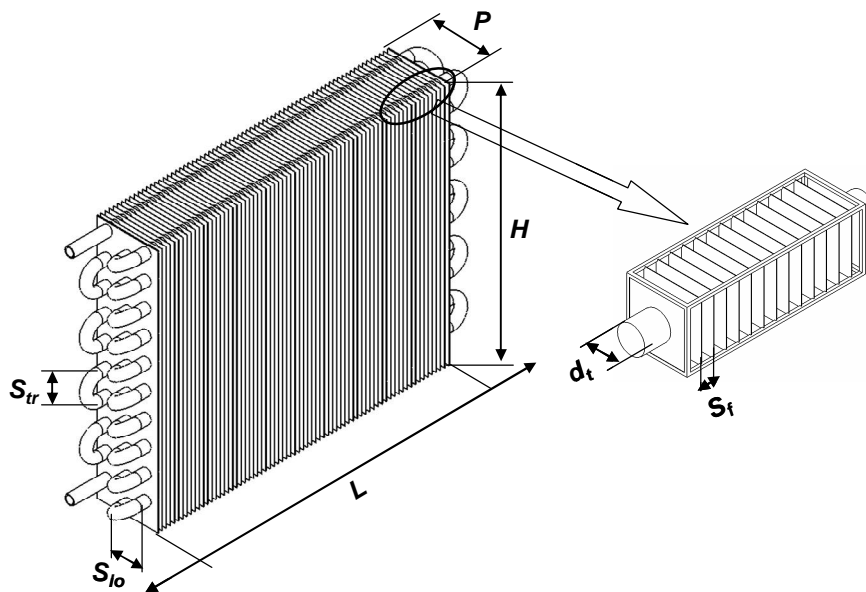


Figura 5.5 – Parâmetros geométricos dos trocadores de calor.

Os testes experimentais foram realizados em duas etapas. Na primeira etapa, um único condensador (número 1) foi testado utilizando água como fluido refrigerante. Foram realizados 7 testes, 3 com vazão de água igual a 10 kg/h, onde se variou a temperatura da água na entrada do trocador de calor, e 4 variando-se a vazão com a temperatura fixa em 50°C. Tais testes geraram diferentes perfis de temperatura que foram usados no exercício que envolve a seleção das correlações para o coeficiente externo de transferência de calor. Os resultados são mostrados e discutidos no Capítulo 6.

Na segunda etapa, todos os trocadores da Tabela 5.1 foram testados empregando-se R134a como fluido refrigerante, dando origem a 47 testes. As taxas de transferência de calor e

as perdas de carga dos trocadores de calor foram avaliadas em condições típicas de cassetes de refrigeração. A temperatura de saturação foi controlada em 40°C, os graus de superaquecimento e subresfriamento foram controlados respectivamente em 10°C e 5°C e a vazão de ar em circulação no interior do túnel de vento foi variada de 250m³/h a 1400m³/h. Tais testes foram usados para a validação da taxa de transferência de calor e da queda de pressão no lado do ar calculadas pelo modelo de trocadores de calor desenvolvido. Os resultados são mostrados e discutidos no Capítulo 6.

5.2. Calorímetro de Avaliação de Cassetes de Refrigeração

5.2.1. Aparato experimental

No projeto de cassetes de refrigeração, busca-se soluções que apresentem a máxima eficiência e o mínimo volume. O desenvolvimento de cassetes é normalmente realizado no produto, o que torna o processo oneroso, uma vez que o número de variáveis não controladas são elevadas. A fim de avaliar o desempenho do cassete independente das características do produto, tais como gabinete refrigerado e a lógica de controle, Marcinichem *et al.* (2007) desenvolveram no POLO Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia em Refrigeração e Termofísica da Universidade Federal de Santa Catarina um calorímetro que simula o gabinete do produto, mas com um controle rigoroso das condições de operação. O calorímetro é composto basicamente pelas seguintes partes, como mostra a Figura 5.6: (i) câmara de poliuretano, (ii) acoplamento cassete-calorímetro, e (iii) duto de insuflamento.

No interior do duto de insuflamento, encontram-se instalados um banco de resistências elétricas para controle da temperatura do ar, além de um ventilador auxiliar de rotação variável e de um damper, responsáveis pelo controle da perda de carga no circuito de ar (ver Figura 5.6). A circulação do ar no interior do calorímetro se dá da seguinte forma: o ar de retorno (R) é bombeado pelo ventilador, resfriado pelo evaporador do cassete, direcionado ao duto de insuflamento (I) chegando ao ventilador auxiliar, onde, se necessário, ocorre um ganho de pressão. Segue para as resistências, onde, se necessário, sofre aquecimento, e é direcionado ao plenum, onde sofre uma uniformização de velocidade e temperatura, através de um elemento filtrante. Na sequência, passa pela mini-câmara e retorna ao ventilador do evaporador através do duto de retorno. Um sistema de elevação e fixação do cassete ao calorímetro garante a vedação na interface eliminando eventuais problemas de condensação de vapor d'água e de queda de desempenho por infiltração de ar.

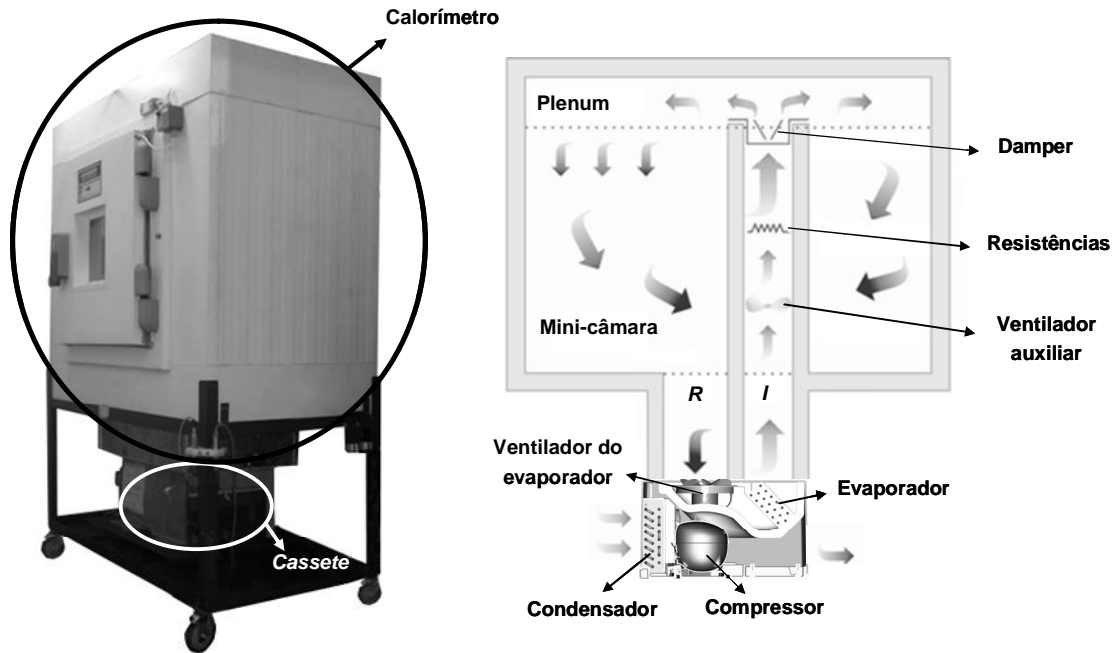


Figura 5.6 – Calorímetro de avaliação de cassete de refrigeração (Marcinichen *et al.*, 2007)

Termopares do tipo “T” estão distribuídos no interior da mini-câmara para avaliar a distribuição de temperatura ao longo do circuito de ar. Um transdutor de pressão diferencial é conectado às tomadas de pressão posicionadas nas regiões de retorno (R) e insuflamento (I) de ar para determinar a perda de carga no circuito. Em resumo, os limites de operação do calorímetro são: dimensões máximas do cassete de refrigeração de 530 mm x 330 mm; variação de pressão máxima entre insuflamento e retorno de 125 Pa; e potência máxima dissipada pelas resistências de 1874 W.

5.2.2. Condições de teste

As condições de operação dos cassetes são definidas pelas normas SE-SP-200/201 e SE-PR-202 a 204, que estabelecem critérios de avaliação de desempenho para os cassetes com relação à capacidade de refrigeração Q_e e ao coeficiente de performance COP para ambientes em diferentes condições de temperatura e umidade relativa.

Normas SE-SP-200/201 e SE-PR-202 a 204

Tais critérios dependem do tamanho e do peso dos cassetes, os quais são classificados de acordo com a Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Classificação dos cassetes.

Tamanho do cassete	Altura	Largura	Profundidade	Peso máximo
	[m]	[m]	[m]	[kg]
Pequeno	0,324	0,508	0,559	22
Médio	0,324	0,584	0,610	27
Grande	0,324	0,660	0,610	32

A vazão de ar através do evaporador do cassete é especificada para três pontos de vazão e diferença de pressão no cassete, Δp_c , mostrados na Tabela 5.3. Serão mostrados os valores somente para o cassete pequeno, que é o de interesse neste trabalho.

Tabela 5.3 – Vazão de ar através do evaporador do cassete pequeno.

Vazão de ar	Δp_c
[m ³ /h]	[Pa]
255	0
212	25
190	37

De acordo com as normas, os cassetes devem ser testados nas condições indicadas na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 – Condições e critérios para testes do cassete pequeno.

Condições de teste	Q_e	COP	t_g	T_{amb}	UR
	[W]	[W/W]	[°C]	[C]	[%]
C	não consta	1	2	32,2	65
D	230	não consta	2	40,5	75

Existe um último requisito para aprovação do cassete de refrigeração de acordo com as normas específicas. A capacidade de refrigeração média deve ser superior a 500W, o que corresponde à média dos valores obtidos através de testes realizados na condição D ($t_{amb} = 40,5^\circ\text{C}$; $UR = 75\%$) com temperaturas de ar no retorno de 2°C , 20°C e 38°C .

O COP é determinado pela relação entre a capacidade de refrigeração e a potência total consumida pelo cassete na condição C , com temperatura de retorno de 2°C .

$$COP = \frac{Q_e}{W_{tot}} = \frac{Q_p + Q_h + W_{res} + W_{v,aux} + W_{v,e}}{W_k + W_{v,e} + W_{v,c} + W_{aces}} \quad (5.11)$$

onde Q_e é a capacidade de refrigeração e W_{tot} é a potência total consumida pelo sistema. A carga térmica é composta pelas seguintes parcelas: a taxa de transferência de calor, respectivamente, através das paredes do calorímetro Q_p e através do isolamento do cassete Q_h , a potência dissipada pelas resistências, W_{res} , as potências consumidas pelos ventiladores auxiliar do calorímetro, $W_{v,aux}$ e do evaporador do cassete, $W_{v,e}$. O consumo do sistema se deve às potências individuais do compressor, W_k , dos ventiladores dos trocadores de calor, $W_{v,e}$ e $W_{v,c}$ e de outros acessórios quaisquer, W_{aces} .

Os cassetes de refrigeração utilizados neste trabalho, todos de pequeno porte, foram avaliados e aprovados nas condições estabelecidas pelas normas. A aprovação exige a realização de no mínimo 5 testes para cada cassete. Um teste em túnel de vento para avaliar a vazão de ar através do evaporador, mais quatro testes no calorímetro (1 na condição *C* e 3 na condição *D*).

5.2.3. Procedimento de ensaio

Na preparação do ensaio, os cassetes foram instrumentados seguindo as recomendações das normas supra-citadas. O Apêndice 3 mostra todos os pontos de medição no cassete e no calorímetro, e as incertezas de medição dos transdutores utilizados. As pressões de sucção e de descarga do cassete foram medidas através de transdutores de pressão absoluta e as temperaturas através de cabos de compensação do tipo “T”. A tensão, a corrente e a potência foram medidas através de equipamentos específicos, devidamente calibrados. O calorímetro foi posicionado em uma câmara climatizada, com temperatura, umidade e velocidade do ar controladas. As condições de testes foram ajustadas e o cassete foi mantido desligado até o equilíbrio térmico com o ambiente ser atingido. Todos os sinais gerados pelos transdutores foram adquiridos por um sistema de aquisição de sinais.

Os critérios estabelecidos para verificar a validade dos testes são: tempo de teste superior a 30 minutos; perda de carga no cassete (evaporador e ventilador) entre 22Pa e 26Pa.

Cerca de 180 a 210 minutos são necessários para alcançar o regime permanente. O critério adotado para verificar se a condição de regime permanente foi obtida é similar ao empregado na *bancada de avaliação de trocadores de calor*, conforme a equação (5.1). Neste caso, um conjunto de pontos é ajustado por uma reta para os seguintes parâmetros: temperatura do ar de retorno, queda de pressão no cassete (ventilador, dutos e evaporador) e potência dissipada pelas resistências elétricas do calorímetro.

5.2.4. Processamento dos dados

Cálculo da capacidade de refrigeração

A capacidade de refrigeração do cassete, Q_e , foi determinada através de três formas distintas.

a) balanço de energia no volume de controle envolvendo o calorímetro e o cassete

Neste caso, todas as formas de energia fluindo através da superfície de controle precisam ser determinadas. Foram consideradas a potência dissipada pelas resistências, W_{res} , a potência consumida pelos ventiladores, $W_{v,aux}$ e $W_{v,e}$, a transferência de calor através das paredes do calorímetro, Q_p e do cassete, Q_h , e a capacidade de refrigeração, Q_e , conforme ilustrado na Figura 5.7.

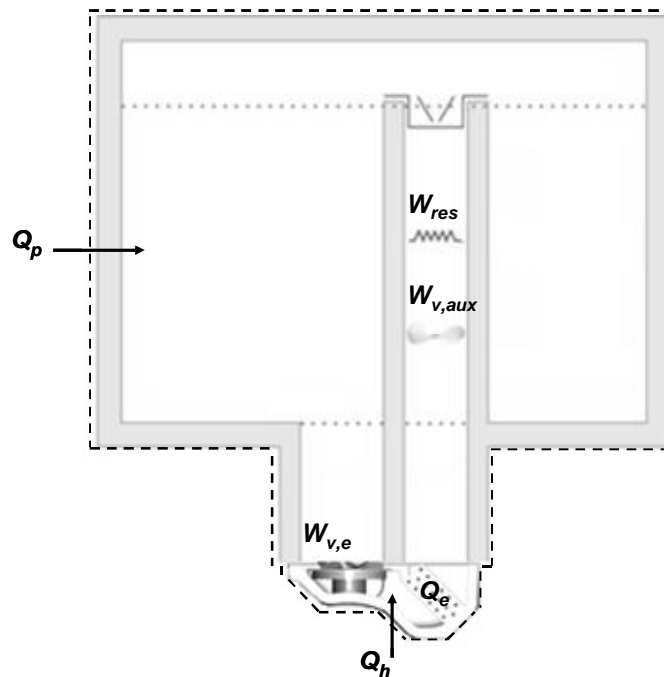


Figura 5.7 – Balanço de energia no volume de controle envolvendo o calorímetro e o cassete.

Como os testes são realizados em regime permanente, a variação de energia dentro do volume de controle é nula, de modo que um balanço de energia fornece:

$$Q_e = Q_p + Q_h + W_{res} + W_{v,aux} + W_{v,e} \quad (5.12)$$

A potência dissipada pelas resistências e consumida pelos ventiladores é medida diretamente pelo sistema de aquisição de dados. A transferência de calor através das paredes do calorímetro é obtida empiricamente pela equação abaixo,

$$Q_p = (UA)_{cal} (T_{amb} - T_g) \quad (5.13)$$

onde $UA_{cal} = 4,20 - 0,00978(T_{amb} - T_g)$ (Marcinichen *et al.*, 2007).

A transferência de calor através das paredes do cassete foi obtida através da equação abaixo (ver Figura 5.8):

$$Q_h = (UA)_{cas} (T_{quente} - T_{frio}) \quad (5.14)$$

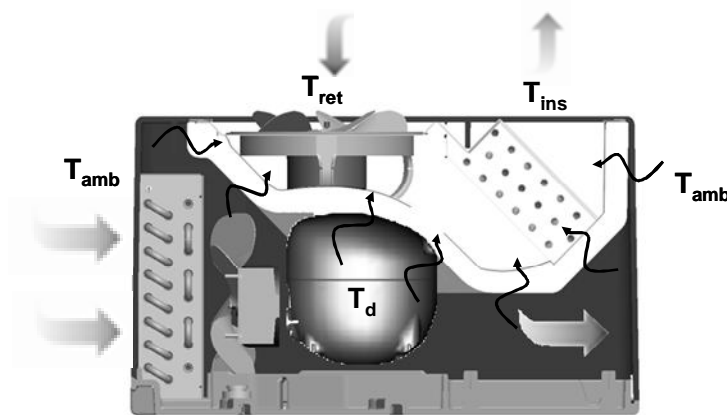


Figura 5.8 – Transferência de calor através das paredes do cassete.

onde $T_{quente} = (T_d + T_{amb})/2$ e $T_{frio} = (T_{ret} + T_{ins})/2$.

A valor de U_{cas} foi definido considerando somente a resistência térmica de condução, através da equação:

$$U_{cas} = (k/s)_{iso} \quad (5.15)$$

onde a condutividade térmica do isolamento (poliestireno expandido) k_{iso} foi obtida no EES como uma função da temperatura média entre T_{quente} e T_{frio} . A espessura do isolamento s_{iso} bem como a área de troca de calor A_{cas} foram medidas diretamente no isolamento do cassete.

b) balanço de energia no lado do fluido refrigerante.

Neste caso, a vazão mássica de fluido refrigerante, m , e a diferença de entalpia entre a entrada e a saída do evaporador precisam ser determinada de forma que a capacidade de refrigeração possa ser calculada por (ver **VC I** da Figura 5.9):

$$Q_e = m_r (h_{o,e} - h_{i,e}) \quad (5.16)$$

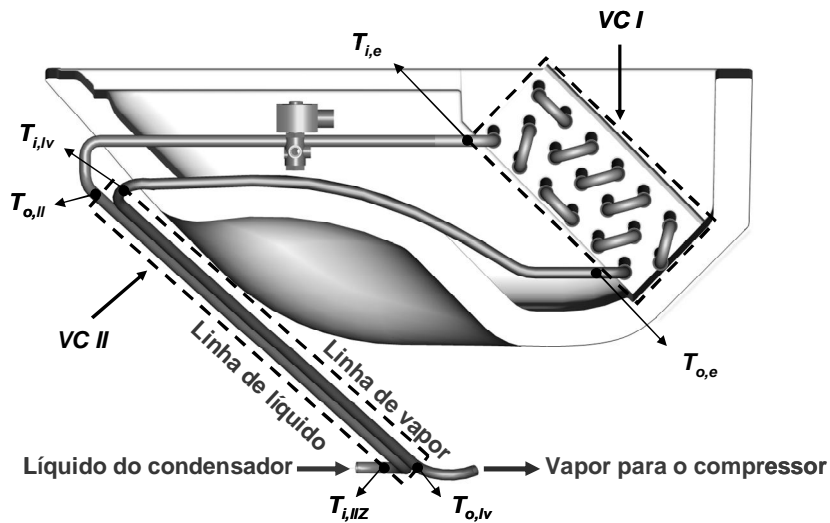


Figura 5.9 – Balanços de energia no evaporador e no trocador de calor linha de líquido-linha de vapor.

A entalpia na saída do evaporador, $h_{o,e}$, é função apenas da pressão de sucção p_s , e da temperatura do fluido na saída do evaporador, $t_{o,e}$, sendo ambas medidas diretamente. A entalpia na entrada do evaporador, $h_{i,e}$, não pode ser calculada desta maneira, pois o refrigerante está saturado. Neste caso, foi utilizado um segundo balanço de energia no trocador de calor linha de líquido-linha de vapor (ver **VC II** da Figura 5.9), a fim de se determinar a entalpia na entrada do evaporador:

$$h_{i,ll} - h_{o,ll} = h_{o,lv} - h_{i,lv} \quad (5.17)$$

Todas as variáveis da equação (5.17), com exceção da entalpia na saída do trocador na linha de líquido, $h_{o,ll}$, podem ser caracterizadas, uma vez que o refrigerante está na condição monofásica (líquido ou vapor). A entalpia na entrada do evaporador, $h_{i,e}$, foi considerada igual à entalpia na saída do trocador na linha de líquido, $h_{o,ll}$, de modo que:

$$h_{i,e} = h_{i,ll} + h_{i,lv} - h_{o,lv} \quad (5.18)$$

Por fim, é necessário encontrar o valor da vazão mássica de refrigerante. Tendo-se em vista que os compressores alternativos são máquinas de deslocamento positivo que fornecem uma vazão mássica para um determinado conjunto de condições de contorno (pressões de sucção e de descarga e temperatura do refrigerante na sucção) com repetibilidade bastante satisfatória, pode-se determinar a vazão mássica do sistema de refrigeração de forma indireta, como mostrado na seção 3.3 do presente trabalho (Gonçalves *et al.*, 2009).

c) balanço de energia no lado do ar.

Neste caso, a capacidade de refrigeração é calculada multiplicando-se a variação de entalpia do ar através do evaporador pela vazão mássica de ar em circulação (ver Figura 5.10).

$$Q_e = m_a c_{p,a} (T_{ret} - T_{ins}) + W_{v,e} \quad (5.19)$$

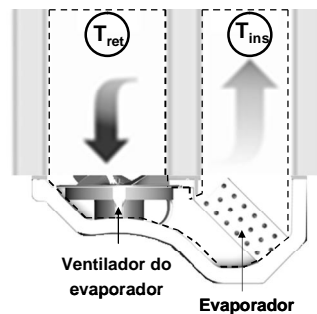


Figura 5.10 – Balanço de energia no lado do ar.

A vazão mássica de ar na entrada do evaporador é calculada através da curva característica do conjunto evaporador-ventilador, como mostrado no Apêndice 1. As temperaturas e a potência consumida pelo ventilador são medidas diretamente.

As três formas distintas para obtenção da capacidade de refrigeração foram comparadas. Foram realizados testes experimentais com os cassetes C#1 e C#2 nas condições C e D das normas SE-SP-200/201 e SE-PR-202 a 204.

A Figura 5.11 mostra a comparação entre as três formas distintas para cálculo da capacidade de refrigeração, onde se verifica que os valores e as tendências são equivalentes, independentemente da forma de cálculo empregada. A máxima diferença encontrada entre as três formas foi 13%.

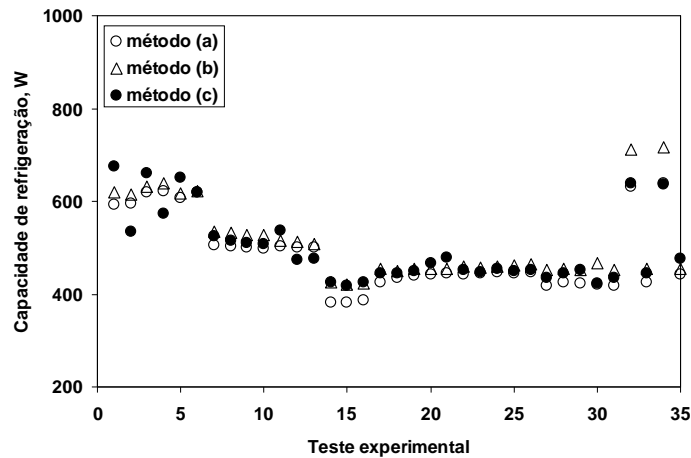


Figura 5.11 – Comparação entre as três formas distintas para cálculo da capacidade de refrigeração.

5.2.5. Plano de testes

Foram testados experimentalmente 4 protótipos de cassetes de refrigeração comercial, todos operando com HFC-134a como fluido refrigerante, em diversas condições operacionais, totalizando 59 ensaios experimentais. As características geométricas dos principais componentes (evaporadores, condensadores, ventiladores e compressor) utilizados em cada cassete de refrigeração estão descritas no Apêndice 3. Os experimentos foram divididos em 2 grupos: (i) testes para validação do modelo; e (ii) testes com dois cassetes otimizados através do modelo para validação da metodologia. Os resultados de tais testes são explorados no Capítulo 6.

5.3. Bancada de Avaliação de Ventiladores

A bancada de avaliação de ventiladores disponível no POLO Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia em Refrigeração e Termofísica da Universidade Federal de Santa Catarina permite realizar ensaios em ventiladores, trocadores de calor e conjuntos completos (trocador de calor, ventilador e acessórios). A construção e projeto estão descritas no relatório técnico de Melo *et al.* (2004) e segue as instruções da norma ASHRAE 51 (1999), que estabelece métodos e critérios para ensaios de performance aerodinâmica de ventiladores e acessórios. Através da bancada, os seguintes parâmetros podem ser obtidos:

- Curvas de desempenho de ventiladores, tais como pressão estática x vazão;
- Determinação do ponto de operação do sistema, i.e., ventilador e dutos.

5.3.1. Aparato experimental

A bancada é composta por um túnel de vento aberto, dividido em 3 módulos de 1,41m de comprimento e seção transversal interna de 1,60m x 1,60m (ver Figura 5.12).

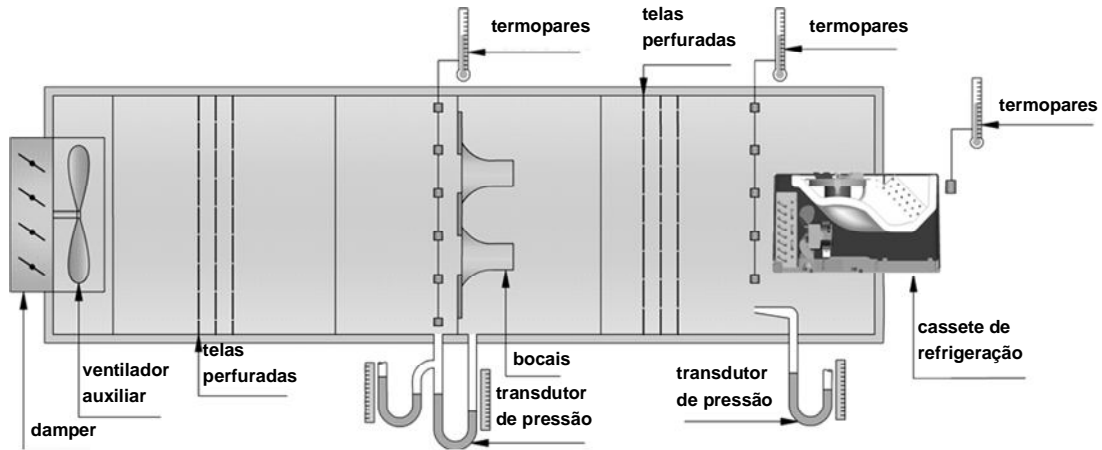
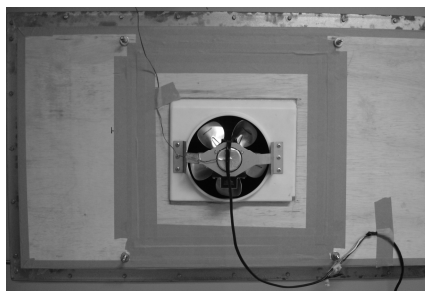


Figura 5.12 – Desenho esquemático do túnel de vento. Adaptado de Melo *et al* (2004).

Na região de entrada, um ventilador auxiliar de velocidade variável compensa a perda de carga provocada pelos bocais e pelas telas perfuradas, permitindo que o túnel opere em uma ampla faixa de vazão de ar. Um damper é utilizado na sucção do ventilador auxiliar para um controle fino da vazão de ar. Na região central do túnel de vento fica localizada a placa com os bocais responsáveis pela medição da vazão de ar. A quantidade e o diâmetro dos bocais utilizados em cada teste variam em função da vazão de ar desejada. A montante e a jusante dos bocais são utilizadas telas perfuradas para homogeneizar o escoamento de ar. Na extremidade direita do túnel é acoplado o dispositivo a ser testado (ventilador ou cassete), como mostra a Figura 5.13. O túnel possui três transdutores para a medição da pressão do ar na sucção da unidade em teste, da pressão diferencial nos bocais e da pressão na entrada dos bocais. Os limites de operação da *bancada* são: vazão de ar de 110 m³/h até 11.000 m³/h; e máxima pressão estática de 120 Pa.



a)



b)

Figura 5.13 – Sistema de fixação do dispositivo em análise:
a) Ventilador do condensador e b) cassete de refrigeração.

5.3.2. Procedimento de ensaio

O dispositivo a ser testado (ventilador ou cassete) é fixado na placa e montado no túnel de vento. Após a montagem, posiciona-se um termopar sobre a bobina do motor do ventilador. Os bocais são previamente selecionados de acordo com a vazão desejada. O sistema de aquisição e a fonte de alimentação dos transdutores de pressão são os primeiros equipamentos a serem ligados na bancada. Eles permanecem em operação durante 30 minutos, para aquecimento das placas multiplexadoras do sistema de aquisição e dos transdutores de pressão. Após os 30 minutos, os 3 transdutores de pressão são zerados. Em seguida, o ventilador auxiliar é ligado numa rotação mediana e a tensão do ventilador principal (em teste) é ajustada no valor nominal. Os seguintes critérios foram estabelecidos para verificar a validade dos testes:

- Tempo de teste superior a 15 minutos;
- Variações na temperatura inferiores a $0,5^{\circ}\text{C}$ a cada 5 minutos;
- Potência, vazão e pressão estática com variações inferiores a 3 desvios padrão.

5.3.3 Processamento dos dados

No caso de testes com o ventilador, a pressão total (pressão estática) é obtida diretamente da medição da pressão na sucção do dispositivo em teste. A vazão de ar do ventilador isolado ou do sistema (cassete de refrigeração) é obtida da mesma forma que na bancada de avaliação de trocadores de calor, através das equações (5.5) a (5.10), conforme a norma ASHRAE 33 (2000).

5.3.3. Plano de testes

As curvas características dos ventiladores do condensador e do evaporador empregados nos cassetes de refrigeração em análise foram determinadas e encontram-se no Apêndice I. Foram também avaliadas as características hidrodinâmicas de três protótipos de cassetes de refrigeração a fim de verificar sua adequação aos requisitos estabelecidos pelas normas SE-SP-200/201 e SE-PR-202 a 204. Os testes realizados nos cassetes de refrigeração são explorados no Capítulo 6.

5.4. Síntese do Capítulo

Neste capítulo foram mostradas as principais características das três bancadas experimentais empregadas neste trabalho. A bancada de avaliação de trocadores de calor e o calorímetro de avaliação de cassetes de refrigeração foram utilizados para realização dos testes que validou o modelo matemático de trocadores de calor e do sistema de refrigeração. A bancada de avaliação de ventiladores foi utilizada para determinação das curvas características dos ventiladores dos trocadores de calor empregados nos cassetes de refrigeração em análise e para determinação da constante de perda de carga.

Além dos detalhes construtivos de cada aparato experimental, foram apresentados os procedimentos de ensaio, as equações empregadas para o processamento dos dados experimentais e o plano de testes. Para completar as informações experimentais necessárias para os modelos matemáticos foram extraídos dados de calorímetro de compressores obtidos do catálogo do fabricante.

Também são mostradas neste capítulo as condições e critérios de testes para realização dos ensaios com cassetes de refrigeração. Tais condições e critérios são definidos pelas normas SE-SP-200/201 e SE-PR-202 a 204, seguindo uma classificação baseada no tamanho destes sistemas de refrigeração.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O presente capítulo apresenta a validação do modelo e os principais resultados das análises de otimização. Primeiramente, o modelo dos trocadores de calor foi validado contra resultados experimentais, empregando água, HFC-134a e CO₂ como fluido refrigerante. Comparações adicionais foram realizadas entre o modelo proposto e os modelos de Domanski (2003) e Ge e Cropper (2008). Em seguida, validou-se o modelo do sistema como um todo empregando dados experimentais obtidos para o cassete.

Após o exercício de validação, são apresentados os resultados das análises de sensibilidade da razão desempenho / custo em função das modificações introduzidas nos componentes do sistema de refrigeração. Na sequência, os resultados das otimizações do evaporador, do condensador e do compressor são apresentados. Por fim, dois protótipos de cassetes de refrigeração são produzidos e testados no calorímetro para verificar a validade da metodologia empregada.

6.1. Validação do Modelo dos Trocadores de Calor (Evaporador e Condensador)

6.1.1. Seleção das correlações para o coeficiente para transferência de calor e fator de atrito

Para selecionar as correlações tanto para o fator de atrito como para o coeficiente de transferência de calor no lado do ar, os resultados experimentais foram comparados com os resultados obtidos através do modelo empregando-se as correlações propostas pelos seguintes autores: Wang *et al.* (1996), Abu *et al.* (1998), Kim *et al.* (1999) e Wang *et al.* (2000).

A Figura 6.1 compara as taxas de transferência de calor medidas com as obtidas pelos modelos, onde se pode observar que, com exceção da correlação de Abu *et al.* (1998), todas as demais estimaram as taxas de transferência de calor com diferenças inferiores a 10%.

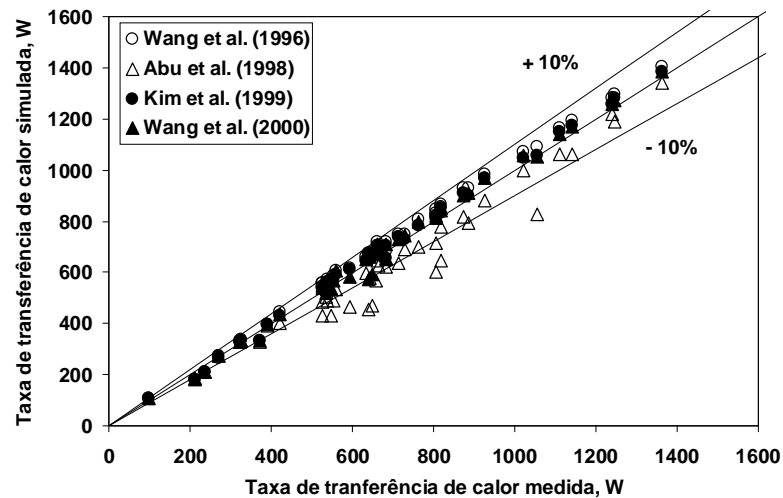


Figura 6.1 – Comparação entre as taxas de transferência de calor medidas e simuladas.

A Figura 6.2 compara as quedas de pressões medidas com as simuladas pelo modelo empregando as correlações supracitadas. Observa-se que as quedas de pressão são superestimadas pelas correlações de Wang *et al.* (1996) e Kim *et al.* (1999). As correlações de Abu *et al.* (1998) e Wang *et al.* (2000) apresentaram resultados satisfatórios, com diferenças inferiores a 15% quando comparadas aos resultados experimentais.

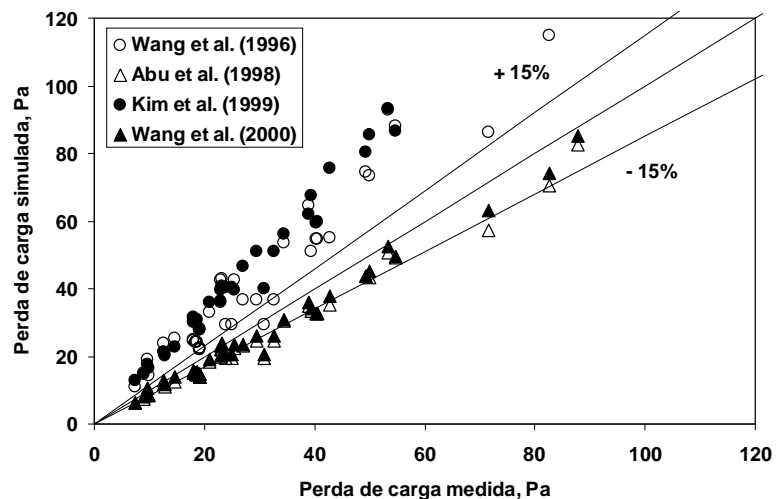


Figura 6.2 – Comparação entre queda de pressão medidas e simuladas.

A escolha da melhor correlação foi baseada no erro médio quadrático (RMS), como mostra a Tabela 6.1. Como se pode observar, a correlação que obteve o melhor desempenho foi a de Wang *et al.* (2000), que apresentou os menores erros médios quadráticos conjuntamente para o par coeficiente de transferência de calor / fator de atrito.

Tabela 6.1 – Valor do erro médio quadrático das correlações avaliadas.

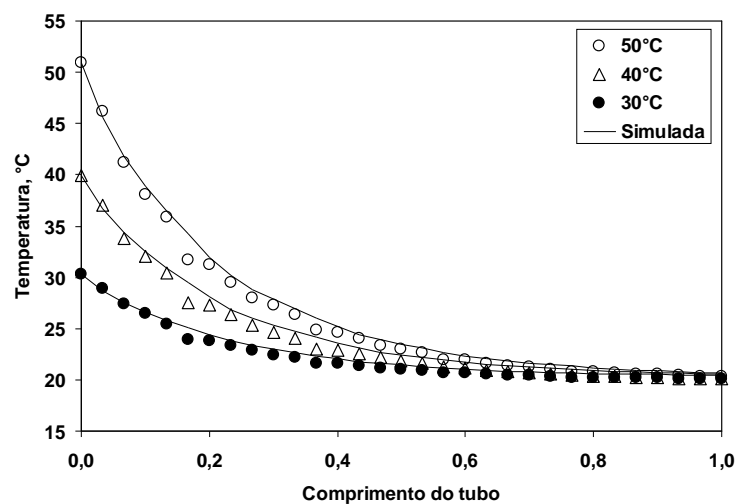
Autor	Taxa de transferência de calor	Perda de carga
Wang <i>et al.</i> (1996)	0,058	0,484
Abu <i>et al.</i> (1998)	0,121	0,178
Kim <i>et al.</i> (1999)	0,043	0,638
Wang <i>et al.</i> (2000)	0,050	0,162

6.1.2. Validação dos perfis de temperatura ao longo da serpentina

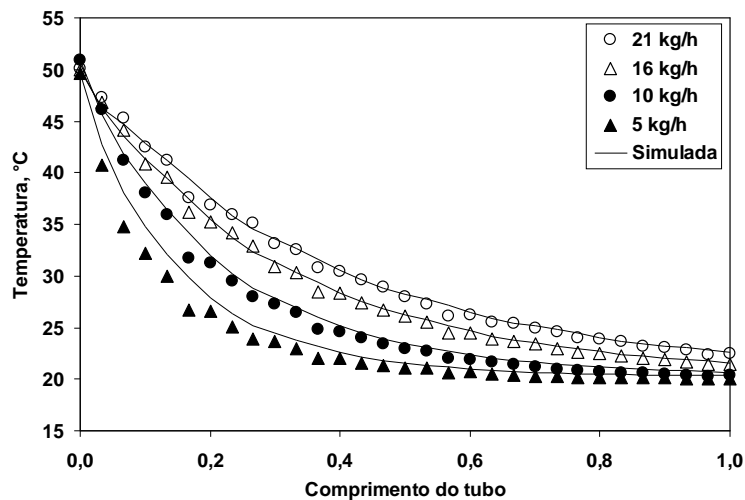
Testes com água

Nesta etapa foram realizados 7 experimentos utilizando-se água como fluido de trabalho. Tais testes foram divididos em dois subgrupos: (i) vazão de água constante (10 kg/h) e temperatura da água variável na entrada do trocador de calor (de 30 a 50°C); (ii) vazão de água variável (de 5 a 20 kg/h) e temperatura da água constante na entrada do trocador de calor (50°C). Em todos os experimentos, a vazão e a temperatura do ar na entrada do trocador de calor foram mantidas respectivamente em 500 m³/h e 20 °C.

A Figura 6.3 mostra uma comparação entre as temperaturas medidas e simuladas para todos os testes realizados com água. Tais temperaturas foram medidas por 30 termopares fixados na superfície externa do tubo. Nota-se que o modelo representa satisfatoriamente as tendências experimentais ao longo de todo o comprimento do tubo (serpentina).



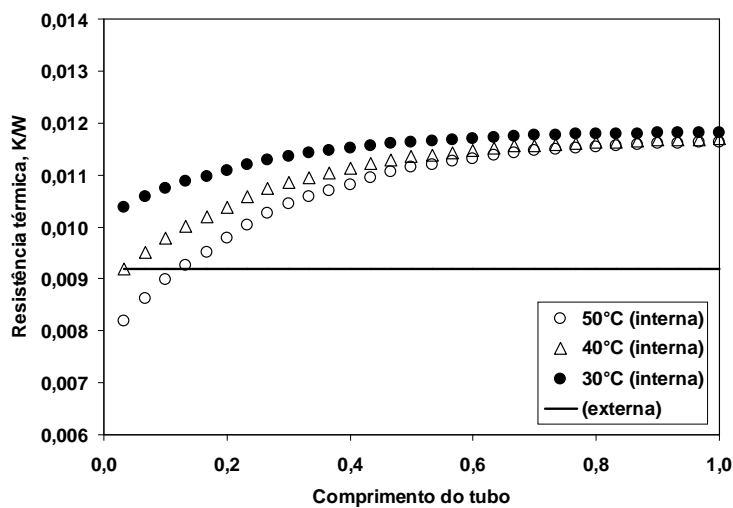
(a)



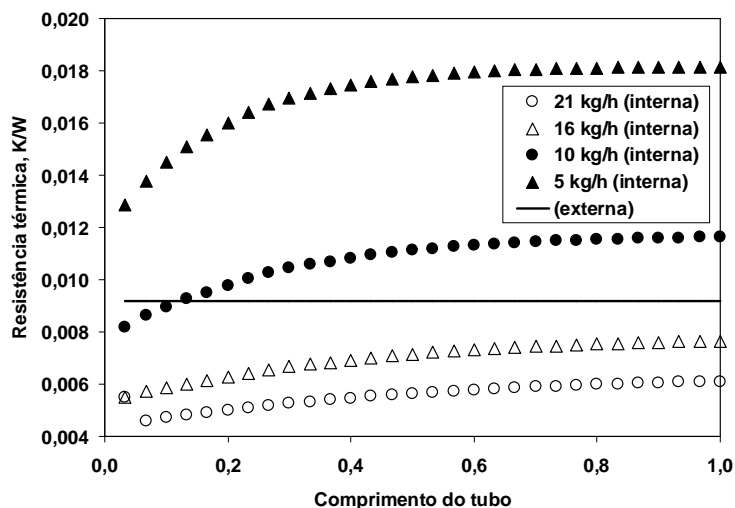
(b)

Figura 6.3 – Comparação entre as temperaturas medidas e simuladas para a água: (a) testes do grupo (i); (b) testes do grupo (ii).

Para a obtenção de tais níveis de concordância é imprescindível a escolha das correlações adequadas tanto para o lado do externo (ar) quanto para o lado interno (água). Quando refrigerante bifásico é usado como fluido de trabalho, a resistência térmica do lado interno é, de um modo geral, desprezada. No entanto, quando a água é empregada como fluido de trabalho, tal simplificação não pode ser adotada, uma vez que as resistências térmicas do lado externo e interno são da mesma ordem de grandeza, como mostra Figura 6.4. Desta forma, a correlação de Gnielinski (1976) foi empregada para calcular o coeficiente de transferência de calor no lado interno.



(a)



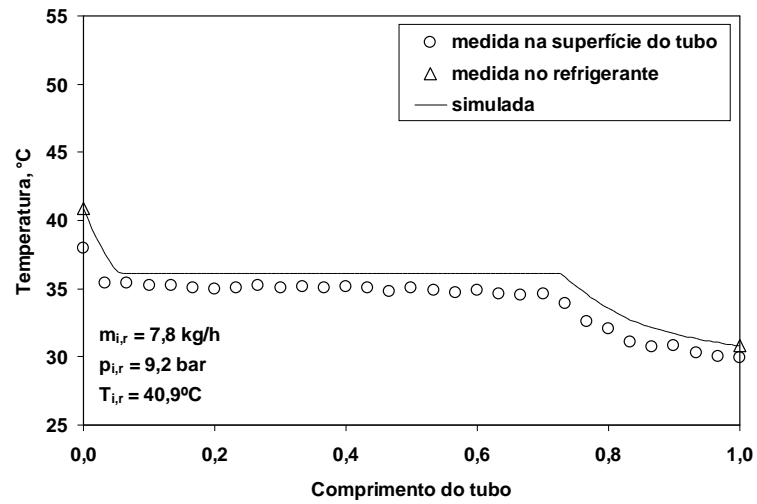
(b)

Figura 6.4 – Comparação entre as resistências térmicas interna e externa: (a) testes do grupo (i); (b) testes do grupo (ii).

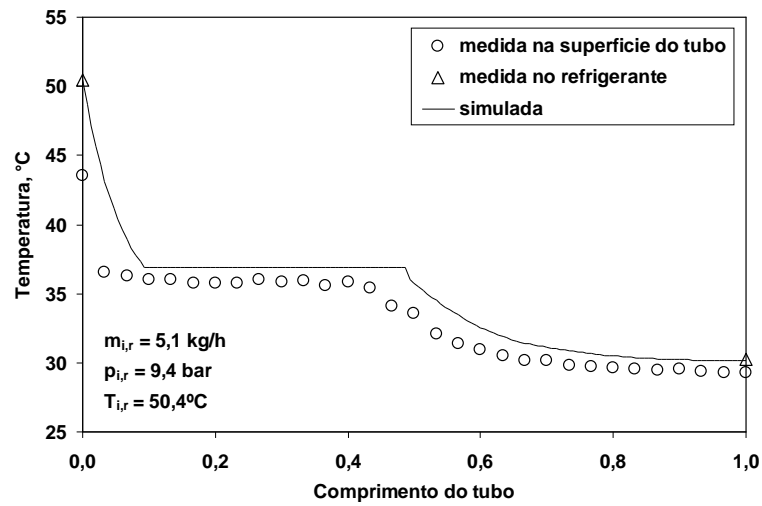
Testes com HFC-134a

Nesta etapa, foram realizados 4 testes experimentais empregando HFC-134a como fluido refrigerante. A vazão, a pressão e a temperatura do fluido refrigerante na entrada do condensador foram alteradas de forma a se obter diferentes graus de superaquecimento e sub-resfriamento. A vazão e temperatura do ar na entrada do trocador de calor foram mantidas respectivamente em $500\text{m}^3/\text{h}$ e 30°C em todos os testes.

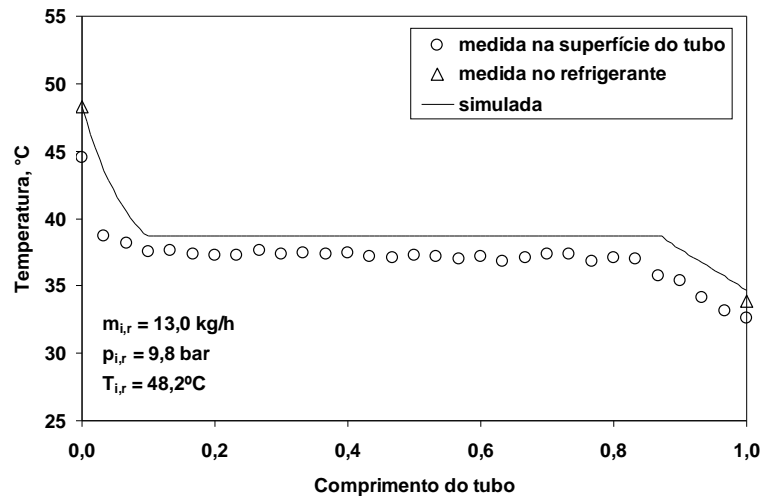
A Figura 6.5(a-d) mostra comparações entre os perfis de temperatura medidos e simulados pelo modelo proposto, onde se pode observar que o modelo numérico apresenta uma boa concordância com os pontos experimentais. Observa-se que a diferença entre as temperaturas simuladas e as medidas pelos termopares de imersão na saída dos trocadores de calor foi inferior à 1°C . Observa-se ainda que os comprimentos das regiões de superaquecimento e sub-resfriamento foram bem caracterizadas pelo modelo. Percebe-se, no entanto, uma discrepância entre os valores medidos pelos termopares de imersão e pelos termopares de superfície. Uma parte dessa diferença está relacionada a resistência térmica do escoamento interno, que não pode ser desprezada. Estudos mais aprofundados devem ser realizados para justificar tal diferença.



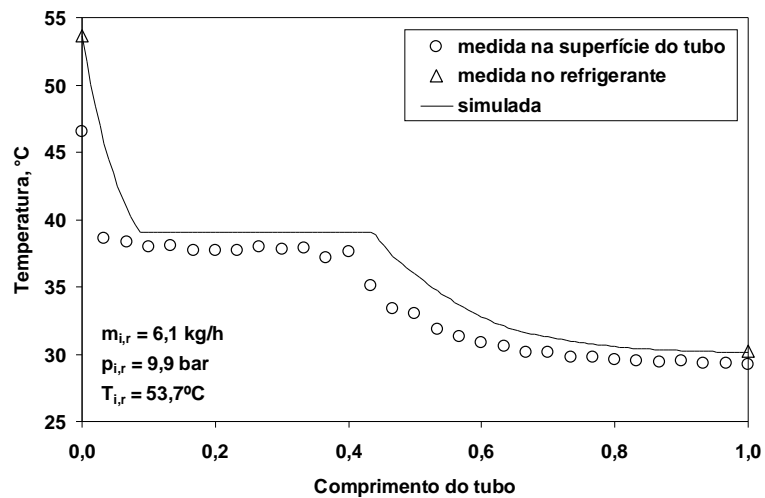
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 6.5 – Comparação entre as temperaturas medidas e simuladas para HFC-134a.

Testes com CO_2

Nesta etapa foram extraídos dados experimentais do trabalho de Ge e Crooper (2008) para validação dos perfis de temperatura empregando CO_2 como fluido refrigerante. Neste caso, o trocador de calor atuou como um arrefecedor de gás (*gas cooler*). A Figura 6.6 mostra uma comparação entre as previsões do modelo e as medições experimentais, onde se verifica que o modelo proposto prevê satisfatoriamente os perfis de temperatura ao longo do comprimento da serpentina, com diferenças entre os valores medidos e calculados para a temperatura na saída do arrefecedor de gás inferiores a 2°C . Em função da circuitagem utilizada, inflexões foram observadas nos perfis de temperatura obtidos tanto experimental como numericamente, o que ilustra a capacidade do modelo de captar as tendências experimentais. Nota-se um decaimento mais acentuado da temperatura nos tubos iniciais. Para a redução da temperatura após o 18º tubo é necessário um aumento considerável da área de troca de calor.

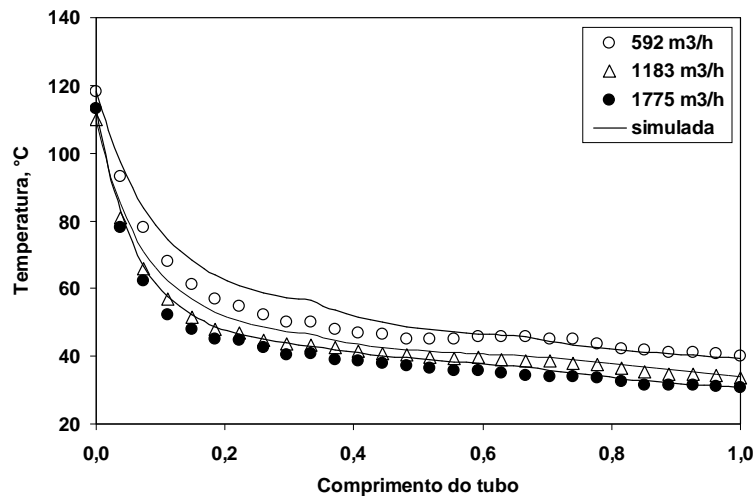


Figura 6.6 – Comparação entre as previsões do modelo e os dados de Ge e Cropper (2008).

Refrigerantes com baixa temperatura crítica, como o CO_2 , dão origem aos ciclos transcíticos, caracterizados pela presença de pressões sub e supercríticas, respectivamente, nos lados de baixa e alta pressão do ciclo (Kim *et al.*, 2004). Em aplicações com CO_2 , a temperatura do fluido é reduzida por um arrefecedor de gás, com a pressão de alta pouco afetada pela perda de carga. Uma vez que o calor específico do fluido supercrítico varia substancialmente com a temperatura, elevadas taxas de rejeição de calor são necessárias para provocar pequenas variações na temperatura do refrigerante supercrítico na saída do arrefecedor, como mostra a Figura 6.7. A figura mostra que, para uma variação de temperatura de 5°C no início e no final da serpentina, são necessárias, respectivamente, variações de entalpia da ordem de 5 kJ/kg e 30 kJ/kg .

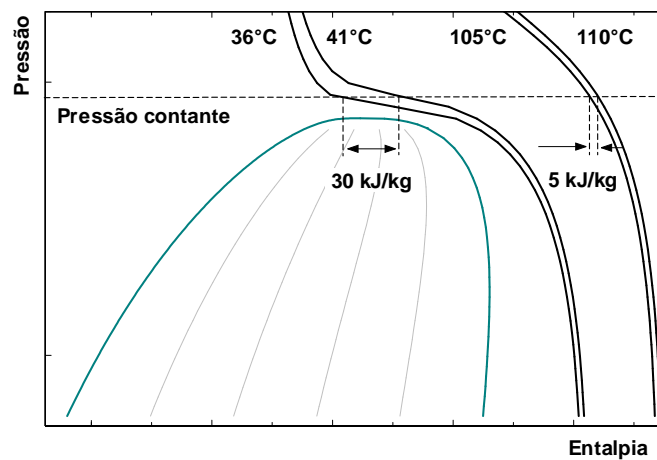
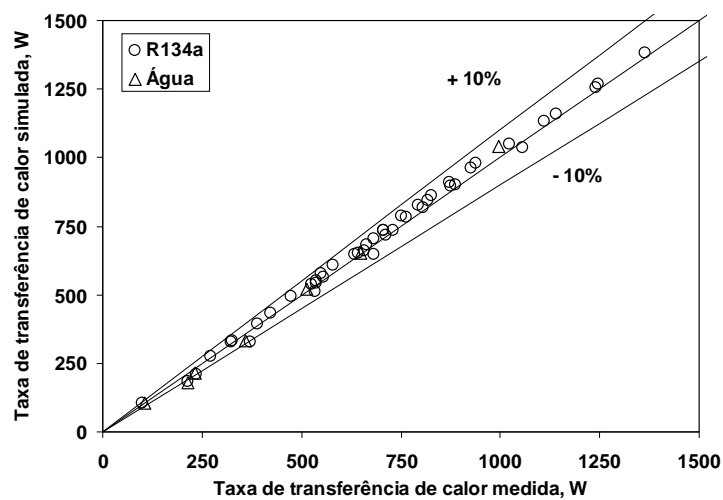


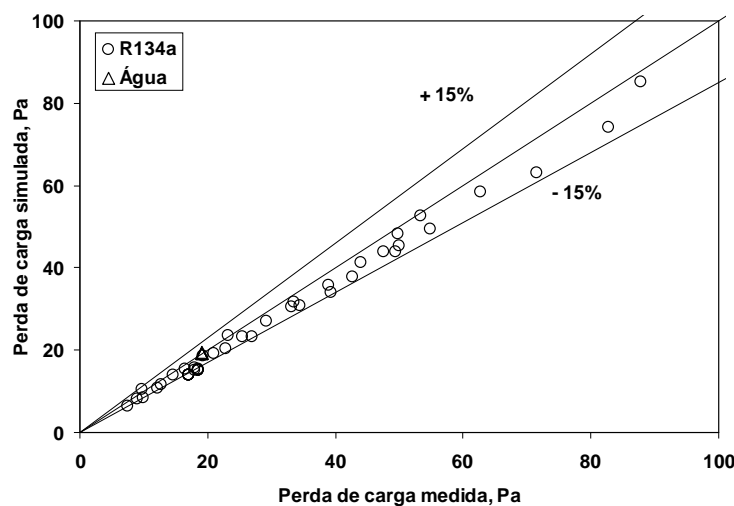
Figura 6.7 – Isotermas na região transcítica para um exemplo com CO_2 .

6.1.3. Validação da taxa de transferência de calor e da perda de carga

Além dos experimentos apresentados anteriormente, foram realizados 43 experimentos com HFC-134a e água para validação do cálculo da taxa de transferência de calor e da perda de carga. Tais experimentos englobam praticamente toda a faixa de aplicação de trocadores de calor empregados nos cassetes de refrigeração, o qual é o objeto do presente trabalho (ver Capítulo 5). A Figura 6.8 compara as previsões do modelo para a taxa de troca de calor (Fig. 6.8.a) e a perda de carga (Fig. 6.8.b) com os dados experimentais. Observa-se que o modelo é capaz de prever 92% dos dados experimentais para taxa de transferência de calor com erros inferiores a 10% e 88% dos dados para a perda de carga com diferenças menores que 15%.



(a)



(b)

Figura 6.8 – Validação do modelo para R-134 a e água:(a) taxa de transferência de calor; (b) perda de carga.

6.1.4. Comparação com modelos da literatura

Domanski (2003)

Os experimentos com HFC-134a foram utilizados para comparar os resultados gerados pelo modelo proposto com o modelo de Domanski (2003). A Figura 6.9 mostra a comparação entre as taxas de transferência de calor medida e simuladas pelo modelo proposto e pelo *EVAPCOND* (Domanski, 2003), quando se observa que ambos apresentam erros inferiores a 10% quando comparados com os dados experimentais. Destaca-se que ambos os modelos utilizam a mesma correlação para o coeficiente de transferência de calor. As comparações entre as simulações de perda de carga no ar não foram realizadas porque a versão V2.2.1 do *EVAPCOND* não disponibiliza tais resultados.

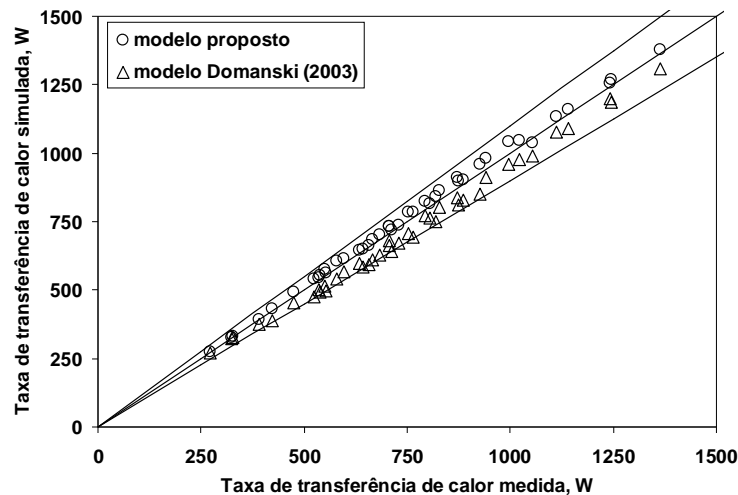


Figura 6.9 – Comparação entre as previsões do modelo proposto e do modelo de Domanski (2003).

Ge e Cropper (2008)

Ge e Cropper (2008) apresentaram um modelo matemático para avaliar o desempenho de arrefecedores de gás tubo-aleta para o resfriamento do CO_2 . Cada tubo do trocador de calor é discretizado em diversos volumes de controle de maneira similar a empregada no presente trabalho. Tal metodologia se faz necessária para prever a grande variação das propriedades termofísicas dos fluidos, no interior de cada tubo, durante o resfriamento com CO_2 . Os resultados do modelo matemático de Ge e Cropper (2008) foram comparadas às simulações do modelo proposto. Como se pode observar na Figura 6.10, o modelo proposto é capaz de prever mais de 86% dos pontos experimentais de Ge e Cropper (2008) para a taxa de

transferência de calor com erros inferiores a 10%. Nota-se que ambos os modelos apresentam resultados similares.

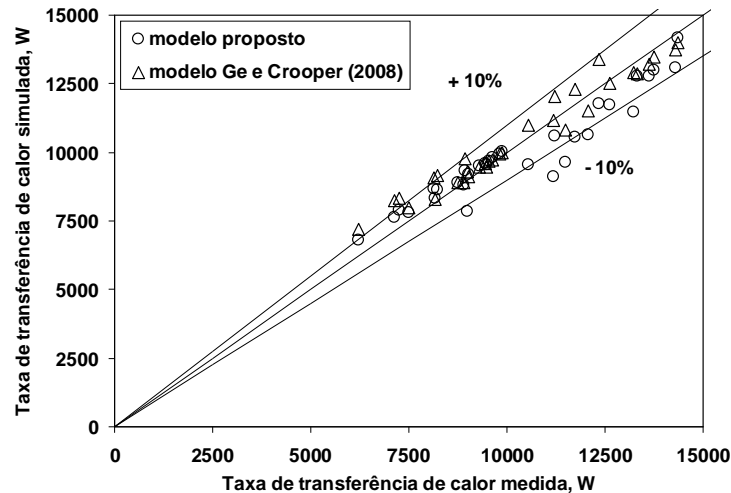


Figura 6.10 – Comparação entre as previsões do modelo proposto e o modelo de Ge e Cropper (2008).

O modelo para trocadores de calor foi validado para três fluidos de trabalho distintos, diferentes geometrias de trocadores de calor e uma ampla faixa de aplicação. A validação empregou resultados experimentais gerados neste trabalho, bem como resultados extraídos da literatura. Comparações foram ainda realizadas entre o modelo proposto e dois modelos disponíveis na literatura. Após esta extensa validação, o modelo dos trocadores de calor foi integrado aos sub-modelos do sistema, desenvolvidos especificamente para o cassete de refrigeração, como será mostrado a seguir.

6.2. Validação do Modelo do Sistema de Refrigeração

Os experimentos para validação do modelo do sistema de refrigeração (apresentado no Capítulo 3) foram obtidos a partir de dois cassetes de refrigeração testados em um calorímetro específico (ver Capítulo 5). Tais cassetes diferem entre si em virtude das características geométricas dos trocadores de calor e dos compressores empregados. A Tabela 6.2 mostra as principais diferenças entre os componentes dos cassetes de refrigeração empregados para validação do modelo do sistema. Os demais componentes (i.e., ventiladores, válvula de expansão termostática, trocador de calor interno, isolantes, dentre outros) foram mantidos iguais nos dois cassetes avaliados.

Tabela 6.2 – Características dos cassetes de refrigeração empregados para validação do modelo do sistema.

CASOS	C# 1	C# 2
COMPRESSOR		
Modelo	NEK6214Z	EMT6170Z
CONDENSADOR		
Largura	0,304	0,304
Altura / No. tubos na transversal	0,250 / 10	0,200 / 8
Profundidade / No. fileiras de tubos	0,066 / 3	0,066 / 3
Passo da aleta / No. aletas	0,0031 / 99	0,0034 / 90
Diâmetro do tubo	0,0095	0,0095
EVAPORADOR		
Largura	0,380	0,380
Altura / No. tubos na transversal	0,200 / 8	0,150 / 6
Profundidade / No. fileira de tubos	0,066 / 3	0,066 / 3
Passo da aleta / No. aletas	0,0035 / 108	0,0042 / 90
Diâmetro do tubo	0,0080	0,0080

Foram realizados 59 testes experimentais nas condições *C* e *D* definidas pelas normas SE-SP-200/201 e SE-PR-202 a 204 (descritas no Capítulo 5). Nestes testes, o grau de sub-resfriamento na saída do condensador variou de 1°C a 11°C, enquanto o grau de superaquecimento na saída do evaporador variou de 1°C a 18°C. Foram realizados testes com temperatura ambiente de 32°C e 40,5°C, e com temperatura do gabinete de 2°C, 20°C e 38°C.

A Figura 6.11 mostra uma comparação entre a temperatura medida na entrada do condensador e a simulada pelo sub-modelo do pré-condensador (apresentado no Capítulo 3). As diferenças, inferiores a 2°C, validam a metodologia de modelação empregada.

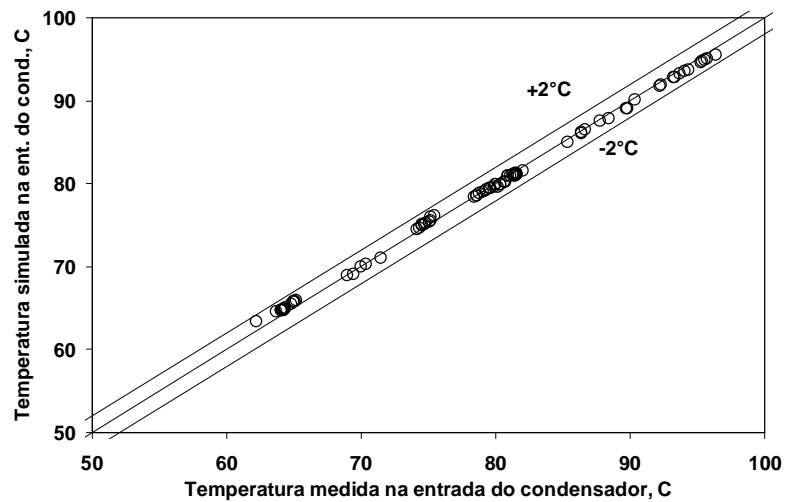


Figura 6.11 – Comparação entre a temperatura medida e simulada na entrada do condensador

A Figura 6.12 mostra uma comparação entre a temperatura medida na sucção do compressor e a calculada pelo sub-modelo do trocador de calor interno. Novamente, as diferenças inferiores a 3°C comprovam a eficácia da metodologia de modelação.

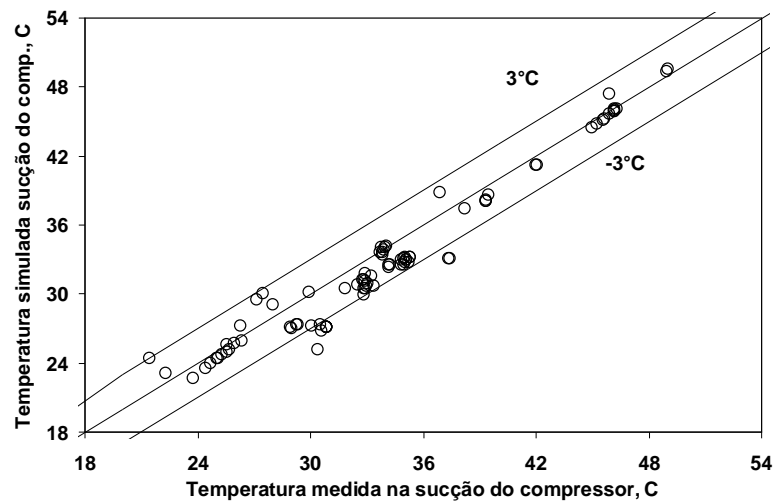
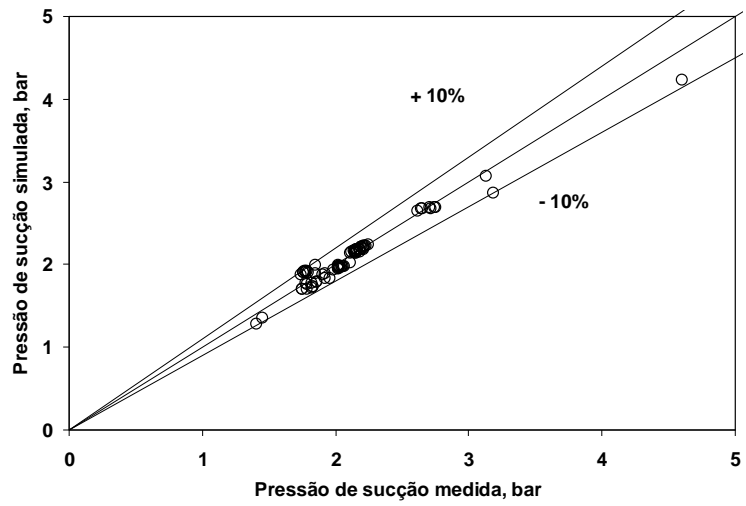
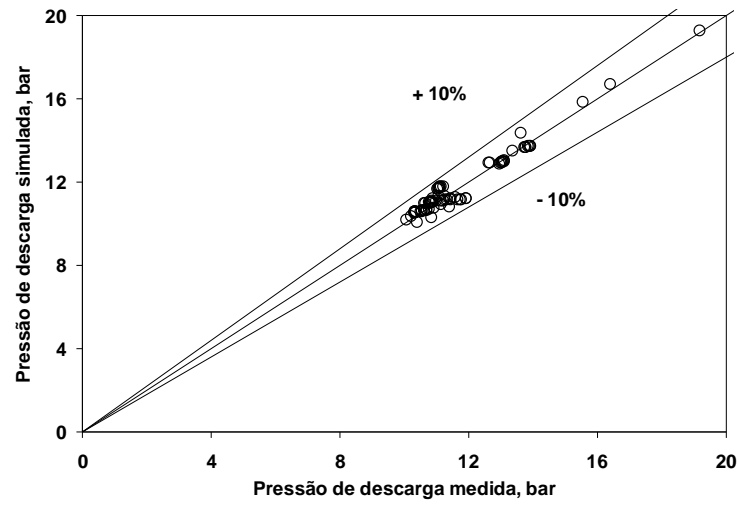


Figura 6.12 – Comparação entre a temperatura medida e simulada na sucção do compressor.

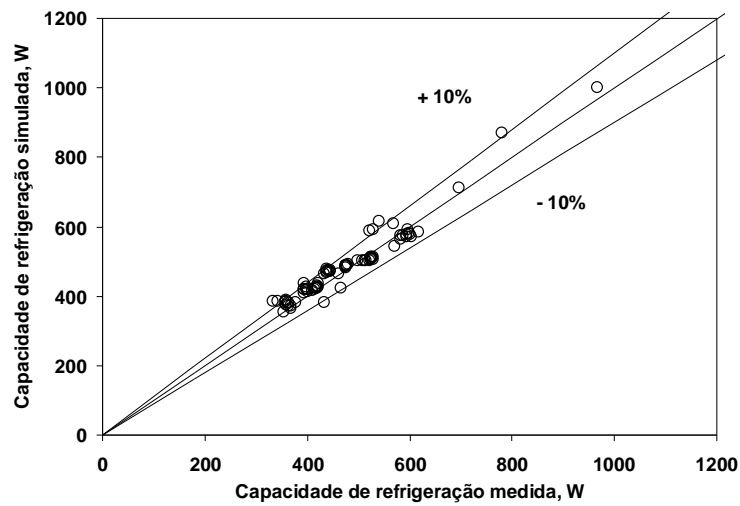
A Figura 6.13 mostra uma comparação entre os resultados medidos e simulados com o modelo do sistema de refrigeração. Nota-se que as principais variáveis medidas nos testes realizados com os dois cassetes de refrigeração são estimadas, na sua grande maioria, com erros inferiores a 10%, o que é considerado um resultado bastante satisfatório.



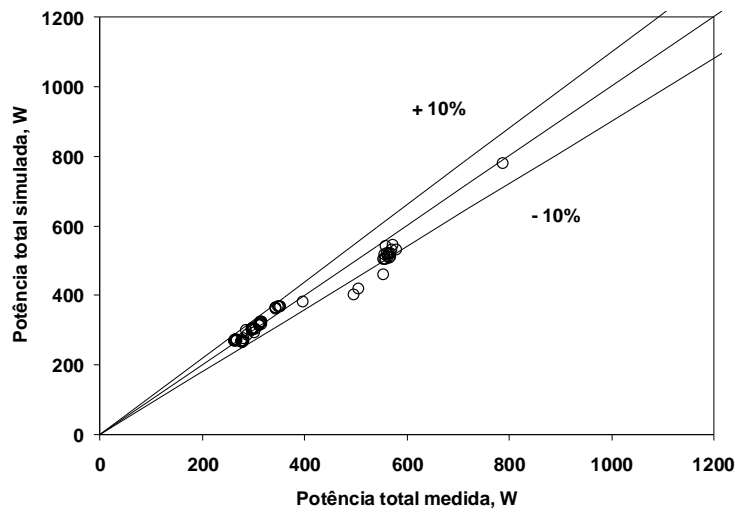
(a)



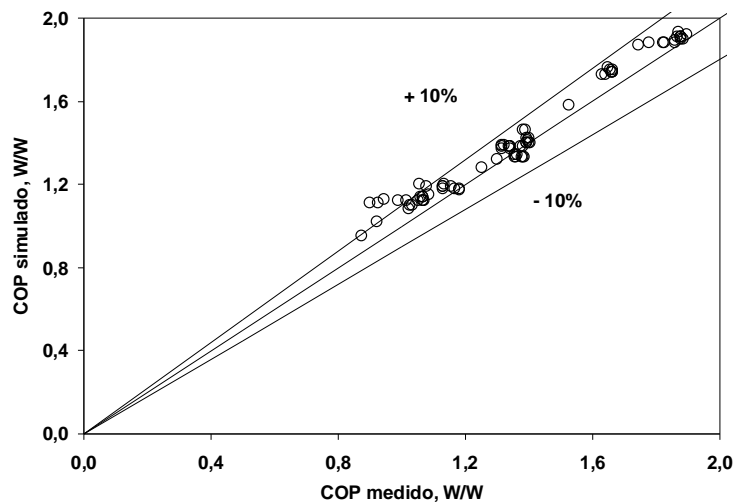
(b)



(c)



(d)



(e)

Figura 6.13 – Comparação entre valores medidos e simulados pelo modelo do sistema: a) pressão de sucção, b) pressão de descarga, c) capacidade de refrigeração, d) potência; e) COP.

6.3. Análises Com o Modelo do Sistema de Refrigeração

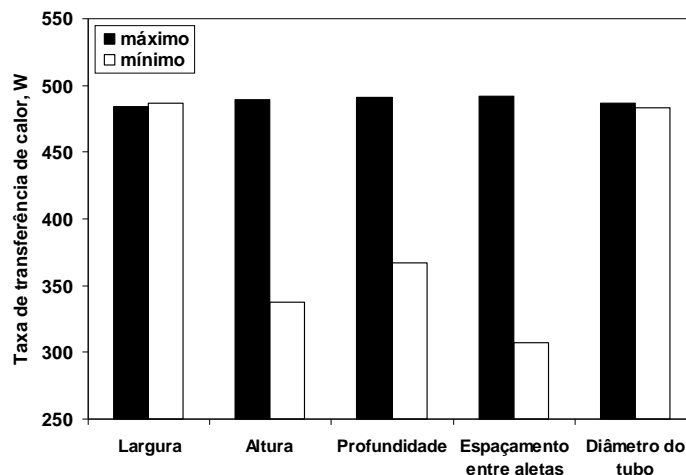
Após a validação do modelo, foi realizada uma análise da sensibilidade do sistema de refrigeração em relação aos parâmetros geométricos dos trocadores de calor e do modelo de compressor. Tal análise buscou identificar quais as variáveis geométricas dos trocadores de calor e qual o compressor que exercem a maior influência sobre a relação COP / custo do cassete de refrigeração. Todas as análises foram realizadas tomando-se o cassete C#2 como padrão (ver Apêndice III). As condições operacionais consideradas foram: grau de sub-resfriamento de 3°C, grau de superaquecimento de 3°C, temperatura ambiente de 32,2°C,

temperatura do compartimento refrigerado de 2,2°C, que corresponde ao teste em que o cassete C#2 obteve o melhor desempenho na condição “C”.

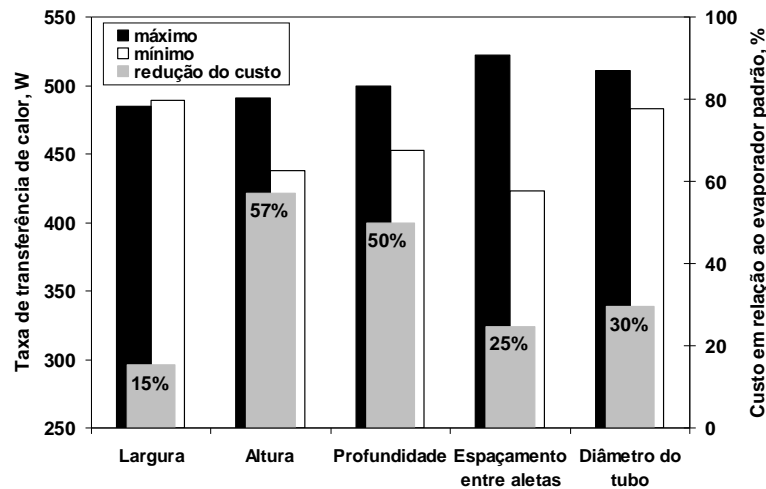
6.3.1. Evaporador

A Figura 6.14 mostra o efeito da geometria do evaporador sobre a taxa de transferência de calor quando o componente é analisado de formas isolada (a) e integrada ao sistema de refrigeração (b). Os valores máximo e mínimo são referentes aqueles apresentados no domínio do método de otimização (seção 4.2). Apesar das tendências serem similares, notam-se efeitos mais intensos quando o componente é avaliado isoladamente, uma vez que as condições de contorno são mantidas constantes neste caso. Por exemplo, o aumento do espaçamento entre as aletas (redução do número de aletas) implica em uma redução da taxa de transferência de calor de 38% para o caso do evaporador isolado e 19% para o caso do evaporador integrado no sistema. Tal diferença ocorre porque, ao considerar o evaporador integrado ao sistema de refrigeração, ocorre redução na pressão de evaporação, de forma que a diferença de temperatura média logarítmica entre o refrigerante e o ar aumenta, que atenua o efeito de redução da taxa de transferência de calor.

A Figura 6.14 (b) mostra ainda a influência da variação dos parâmetros geométricos sobre o custo do evaporador. Observa-se que, apesar das alterações na altura e na profundidade do evaporador induzirem variações na taxa de transferência de calor da ordem de 10%, a modificação de tais parâmetros pode contribuir para a redução dos custos em até 60%. Pode-se ainda observar que, embora a redução na largura do evaporador não afete significativamente a taxa de transferência de calor, a alteração desta variável também contribui fortemente para a redução dos custos do evaporador.



(a)



(b)

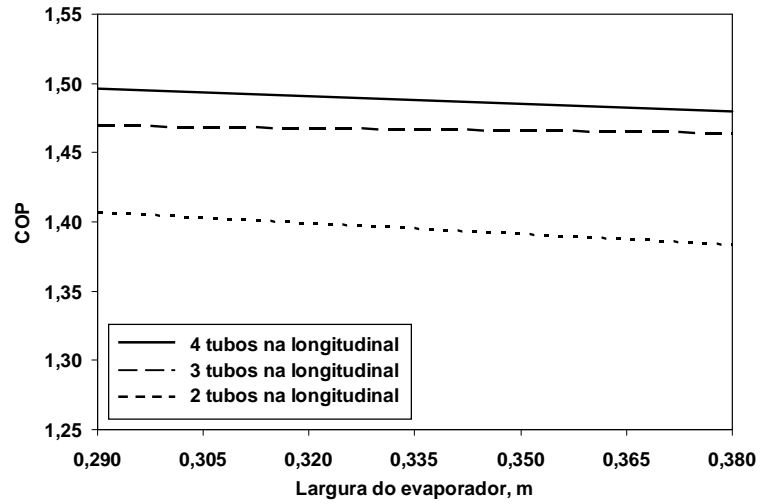
Figura 6.14 – Avaliação do efeito da geometria do evaporador: a) componente isolado, b) sistema.

A Figura 6.15 mostra a sensibilidade do COP do cassete em relação aos parâmetros geométricos do evaporador. Percebe-se que existem parâmetros que, ao serem aumentados, aumentam o COP do cassete (número de fileiras de tubos, número de tubos na transversal e diâmetro dos tubos), enquanto outros parâmetros possuem o efeito inverso (largura do evaporador e espaçamento entre as aletas). A Figura 6.15a mostra que a redução da largura do evaporador em relação ao seu valor original (0,380 m para o cassete C#2) possui efeito marginal no COP. Tal modificação reduz a área de face do evaporador, que aumenta a perda de carga, mas também aumenta a velocidade de passagem do ar através do trocador de calor. Observa-se ainda que a redução do número de fileiras de tubos (redução da profundidade) implica na redução do COP uma vez que o aumento de vazão causado pela redução na perda de carga não compensa a redução da área de troca de calor.

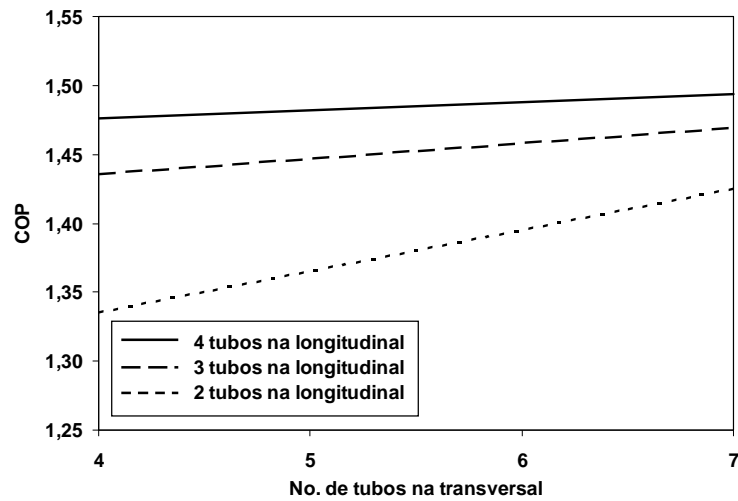
A Figura 6.15b mostra que o aumento do número de tubos na transversal (altura do evaporador) afeta o COP do sistema com maior ou menor intensidade de acordo como o número de fileiras de tubos. Para o conjunto evaporador / ventilador avaliado, o aumento dos números de tubos na transversal e longitudinal (aumento da área de troca de calor) elevam o COP do cassete. Ou seja, o balanço entre aumento da área de troca de calor e a redução da vazão de ar causada pelo aumento da perda de carga é positivo neste caso.

O afastamento entre as aletas (Figura 6.15c) e o diâmetro dos tubos (Figura 6.15d) possuem efeitos opostos sobre o COP do cassete. A redução da área de troca de calor causada pelo afastamento entre aletas, por um lado, reduz o COP do sistema e, por outro lado, reduz a quantidade de matéria prima (alumínio) empregada na fabricação das aletas. O aumento do

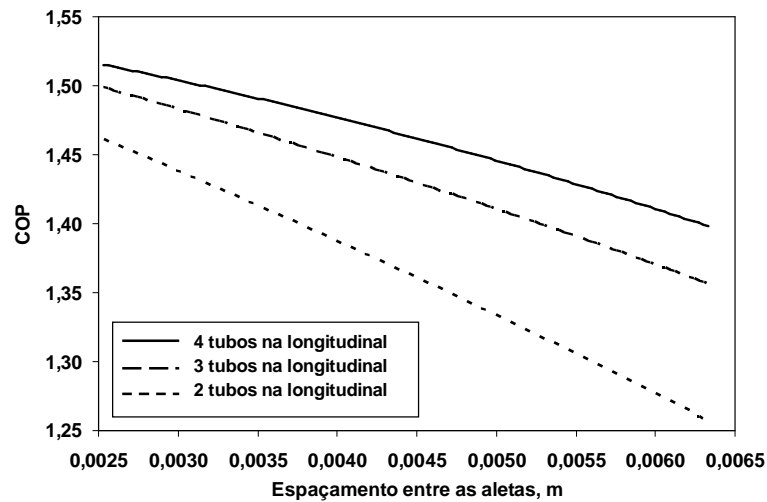
diâmetro do tubo reduz a área de passagem do ar, aumentando a perda de carga e a velocidade do escoamento de ar no evaporador. Para os valores avaliados neste trabalho, o balanço é positivo em relação ao efeito do COP do cassete. Por outro lado, o aumento do diâmetro do tubo contribui com aumento do custo do evaporador.



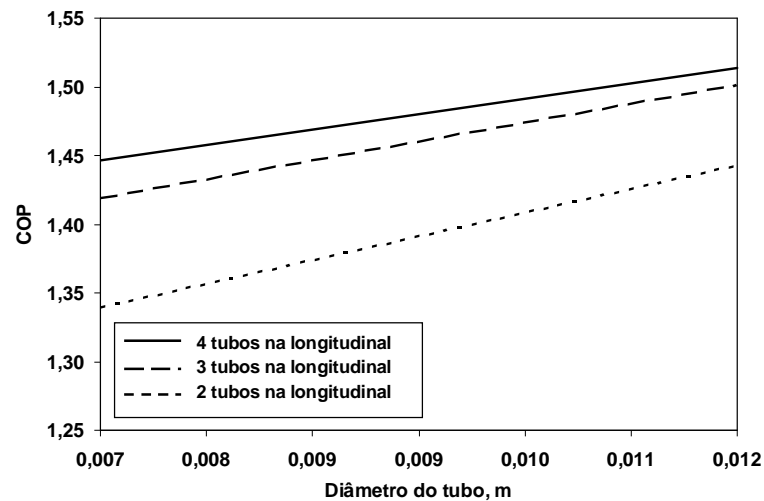
(a)



(b)



(c)

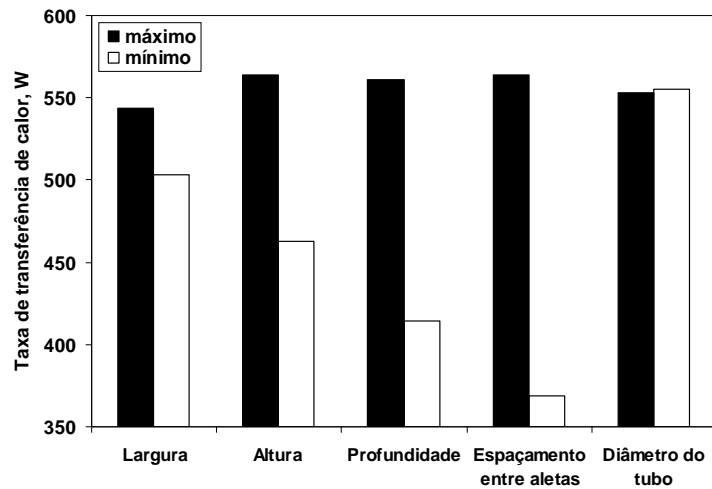


(d)

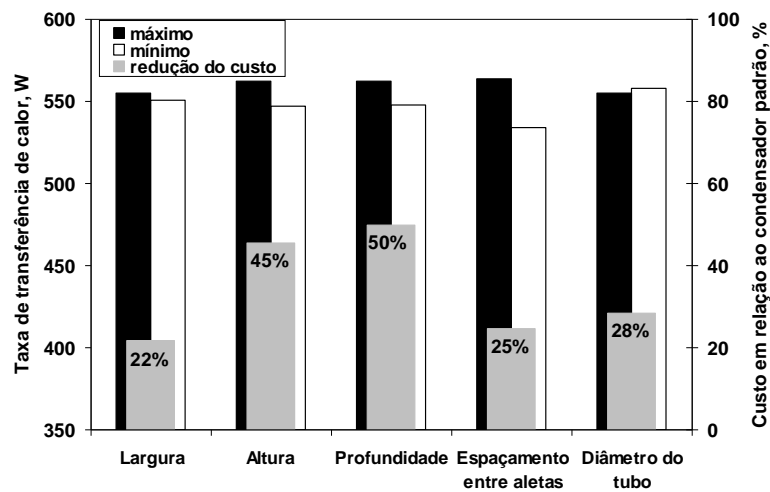
Figura 6.15 – Análise de sensibilidade nos parâmetros geométricos do evaporador :a) largura, b) número de tubos na transversal, c) espaçamento entre as aletas e d) diâmetro do tubo.

6.3.2. Condensador

Uma análise similar à apresentada para o evaporador foi realizada para o condensador. A Figura 6.16 mostra a comparação do efeito da geometria do condensador sobre a taxa de transferência de calor quando o componente é mantido isolado e integrado ao sistema de refrigeração. De forma similar ao evaporador, notam-se efeitos mais intensos quando o componente é avaliado isoladamente, uma vez que as condições de contorno são mantidas constantes. Entretanto, as tendências em relação à taxa de transferência de calor e custos não são os mesmos.



(a)



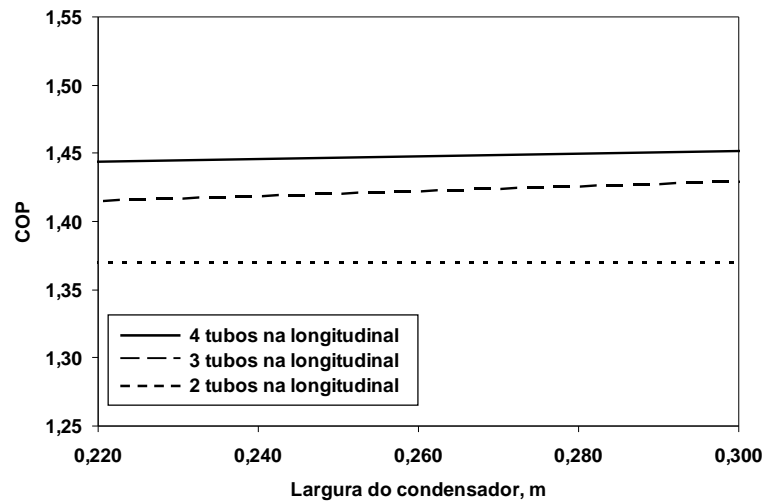
(b)

Figura 6.16 – Avaliação do efeito da geometria do condensador: a) componente isolado, b) sistema.

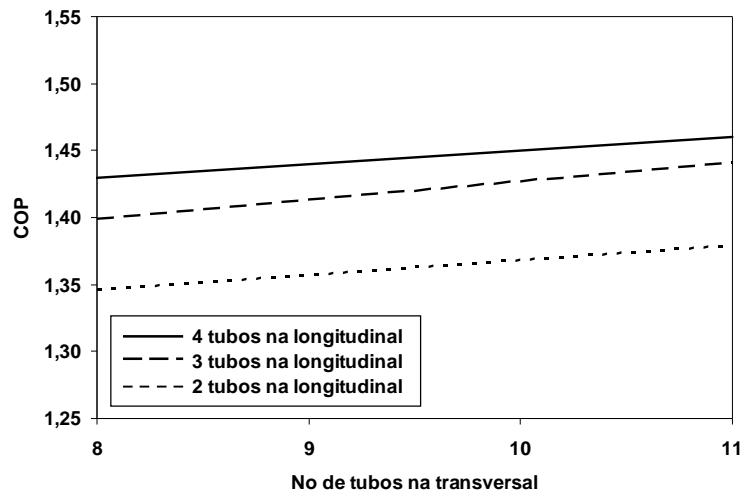
A Figura 6.17 mostra a sensibilidade dos parâmetros geométricos do condensador sobre o COP do sistema. Novamente, percebe-se que existem parâmetros que, ao serem aumentados, elevam o COP do cassete de refrigeração (número de fileiras de tubos, número de tubos na transversal e largura), enquanto outros apresentam o comportamento inverso (espaçamento entre as aletas e diâmetro do tubo). A Figura 6.17a mostra que a redução da largura do condensador em relação ao seu tamanho original (0,300 m para o cassete C#2) possui efeito marginal no COP, pelo mesmo motivo do evaporador. Observa-se ainda que a redução do número de fileiras de tubos (redução da profundidade) reduz o COP. A Figura 6.17b mostra que o aumento do número de tubos na transversal (altura do condensador)

aumenta o COP do cassete. Para o conjunto condensador / ventilador avaliado, o aumento do número de tubos na transversal e longitudinal eleva o COP do sistema.

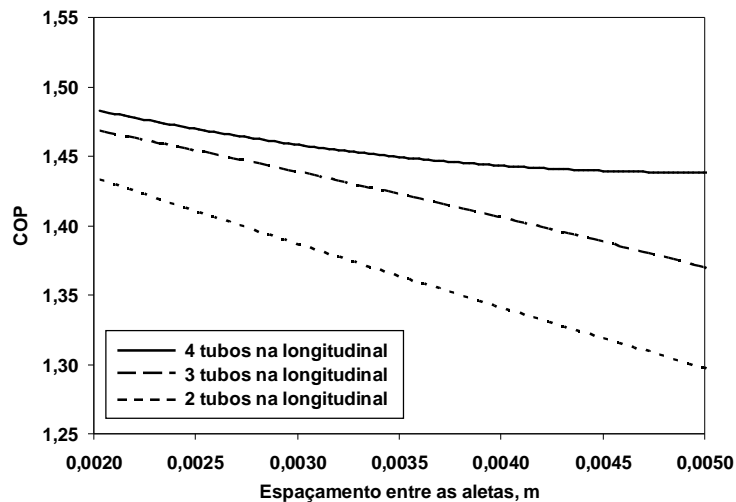
Os resultados apresentados anteriormente mostram inúmeras possibilidades para arranjo das variáveis geométricas de trocadores de calor, sugerindo o emprego de uma estratégia de otimização adequada para identificar os valores das variáveis que proporcionam uma relação ótima entre o desempenho e o custo do cassete.



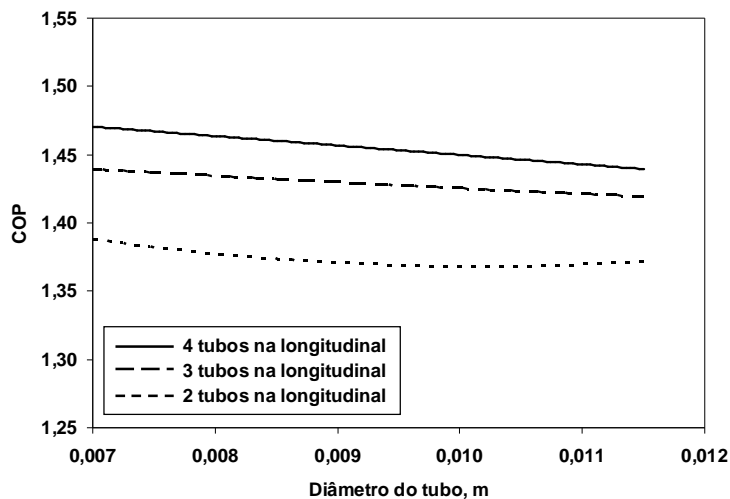
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 6.17 – Análise de sensibilidade nos parâmetros geométricos do condensador: a) largura, b) número de tubos na transversal, c) espaçamento entre as aletas e d) diâmetro do tubo.

6.3.3. Compressor

A Figura 6.18 mostra o efeito de diferentes compressores sobre o COP do cassete de refrigeração. Neste caso, ao substituir o compressor *Comp #3* pelo *Comp #4*, verifica-se um aumento de 15% no COP do cassete de refrigeração, apesar do aumento de 22% no COP do compressor calculado através dos dados do catálogo na seguinte condição: $t_e = -10^\circ\text{C}$ e $t_c = 45^\circ\text{C}$. Nota-se ainda que, ao substituir o *Comp #2* pelo *Comp #3*, verifica-se um aumento de 9% no COP do cassete de refrigeração, apesar da redução de 3% do COP do compressor. Tais resultados mostram a importância de se selecionar o compressor com base no efeito que ele provoca no sistema de refrigeração.

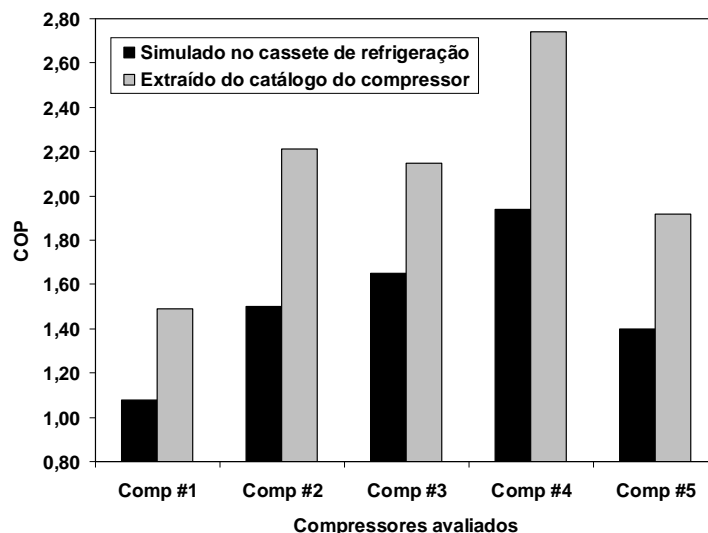


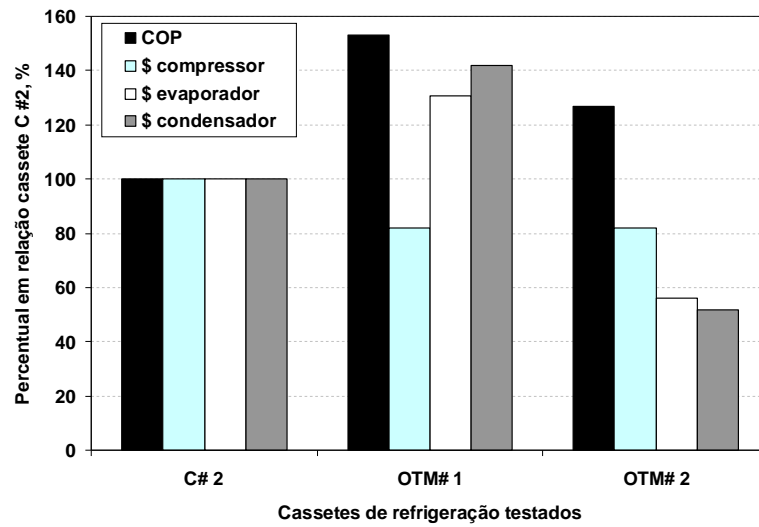
Figura 6.18 – Avaliação do efeito do compressor no COP do cassete de refrigeração.

6.4. Projeto e Otimização do Cassete de Refrigeração

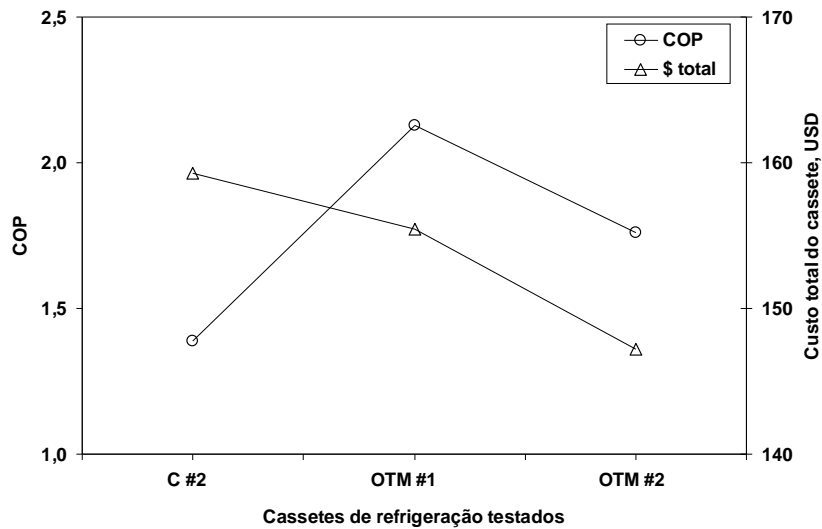
O cassete *C#2* foi escolhido como padrão para otimização porque foi o que apresentou a maior relação desempenho / custo dentre os cassetes testados. As condições operacionais foram definidas pelas normas SE-SP-200/201 e SE-PR-202 a 204, na condição *C*. Os graus de sub-resfriamento e superaquecimento foram considerados iguais a 3°C. Tais valores são ajustados no cassete de refrigeração a posteriori através do ajuste da carga de refrigerante e do ajuste da válvula de expansão termostática (ver Apêndice III).

Foram escolhidos dois critérios de otimização para gerar os protótipos dos cassetes: i) máximo COP e ii) máximo CAD (definido no Capítulo 4). Como o tempo de simulação do sistema é de aproximadamente 13 segundos, e são necessárias cerca de 1000 iterações, o processo de otimização exige aproximadamente 3 horas.

A Figura 6.19 mostra o resultado da otimização realizada no cassete *C#2*. Foram gerados dois cassetes otimizados: *OTM #1* com o máximo valor para o COP do sistema e *OTM #2* com o máximo valor para o CAD. O cassete *OTM #1* apresentou um ganho de 53% no COP em relação ao cassete padrão (*C#2*), com um custo adicional de 31% no evaporador e 42% no condensador, acompanhado de uma redução de 18% no custo do compressor. Mesmo com acréscimo no custo dos trocadores de calor, o custo total do cassete *OTM #1* é inferior ao cassete padrão devido ao maior peso do custo do compressor em relação ao custo total. Para o cassete *OTM#2* obteve-se um ganho de 27% no COP em relação ao cassete padrão, mas com redução dos custos de 44% no evaporador, 48% no condensador e 18% no compressor.



(a)



(b)

Figura 6.19 – Resultados da otimização: a) comparação com cassete padrão; b) COP e custo total do cassete.

A Tabela 6.3 apresenta as principais características dos cassetes gerados pelo processo de otimização. Tais características foram utilizadas para fabricação dos protótipos.

Tabela 6.3 – Características dos cassetes de refrigeração otimizados.

CASOS	OTM #1	OTM #2
COMPRESSOR		
Modelo	EGZS100 HLC	EGZS100 HLC
CONDENSADOR		
Largura	0,304	0,210
Altura / No. tubos na transversal	0,275 / 11	0,200 / 8
Profundidade / No. de fileiras de tubos	0,088 / 4	0,044 / 2
Passo da aleta / No. aletas	0,0025 / 120	0,00175 / 120
Diâmetro do tubo	0,0075	0,0075
EVAPORADOR		
Largura	0,380	0,300
Altura / No. tubos na transversal	0,175 / 7	0,150 / 6
Profundidade / No. de fileiras de tubos	0,088 / 4	0,044 / 2
Passo da aleta / No. aletas	0,0025 / 150	0,0020 / 150
Diâmetro do tubo	0,0095	0,0095

6.4.1. Testes com os protótipos para comprovação das simulações

Os dois protótipos gerados pelo estudo de otimização foram então fabricados e testados para comprovar os resultados obtidos com o modelo, bem como para validar a metodologia de otimização empregada neste trabalho (ver Fig. 6.20).

A Figura 6.21 mostra os evaporadores e condensadores otimizados bem como os utilizados no cassete padrão.

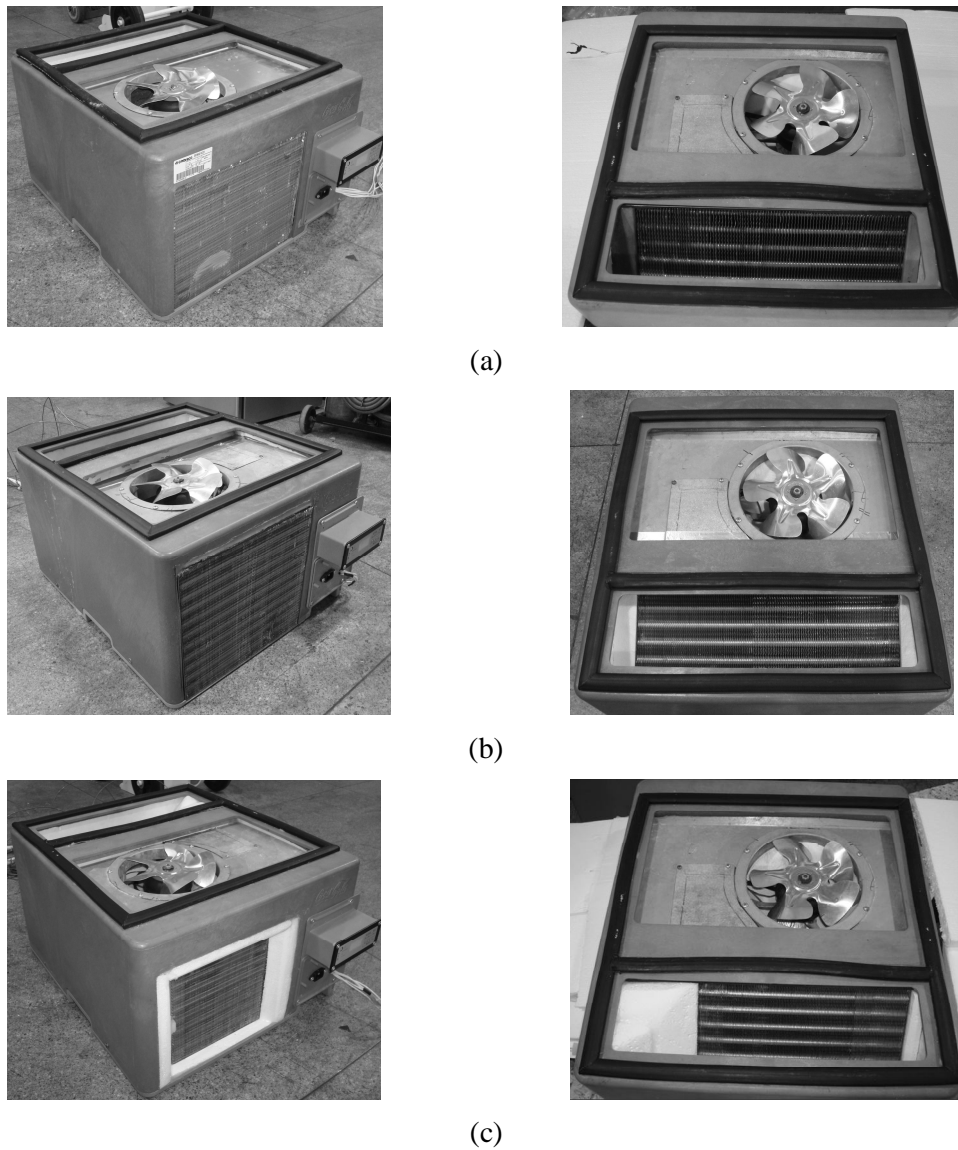
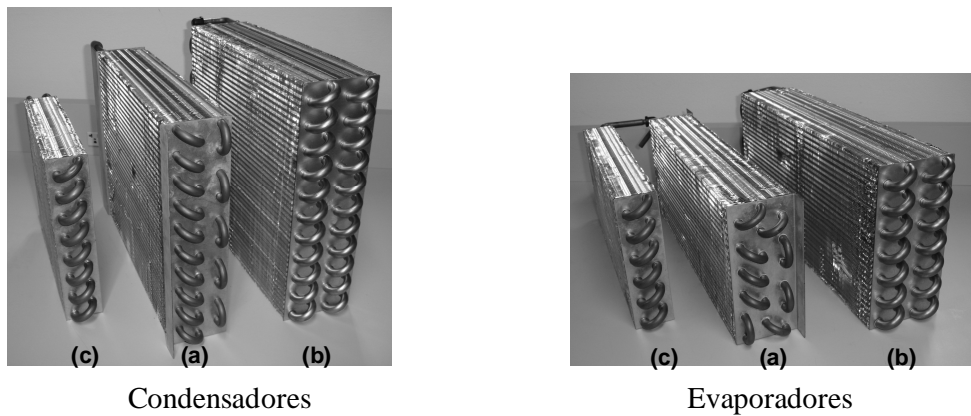


Figura 6.20 – Comparação entre os cassetes de refrigeração: a) C #2, b) OTM #1 e c) OTM #2.



Condensadores

Evaporadores

Figura 6.21 – Comparação entre os trocadores de calor dos cassetes de refrigeração: a) C #2, b) OTM #1 e c) OTM #2.

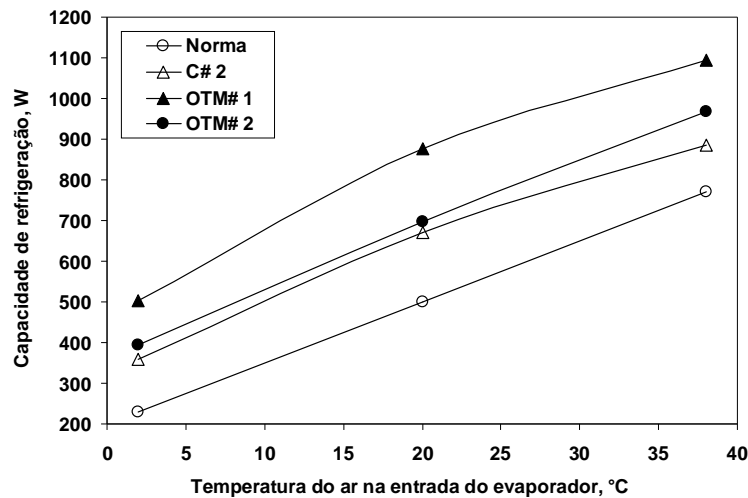
Após a montagem, os protótipos *OTM #1* e *OTM #2* foram instalados no calorímetro e submetidos a testes de determinação de carga e de ajuste da válvula termostática, como mostra o Apêndice III. A carga ótima de refrigerante se situa em torno de 260g, 500g e 200g, respectivamente para os cassetes C #2, *OTM #1* e *OTM #2*. A abertura ótima para a válvula termostática se situa em torno de 4; 4,5 e 3,5 respectivamente para os cassetes C #2, *OTM #1* e *OTM #2*. Destaca-se que para todos os cassetes o máximo desempenho foi obtido com graus de sub-resfriamento e superaquecimento de aproximadamente 3°C, valor que foi utilizado nas simulações.

A Tabela 6.4 mostra uma comparação entre os resultados medidos e simulados pelo modelo do sistema na condição C. Tais valores corroboram os resultados apresentados na Seção 6.2, onde foi apresentada a validação do modelo do sistema. Além disso, estes resultados confirmam o desempenho superior dos protótipos otimizados em relação ao cassete padrão C#2. Nota-se que as diferenças de temperatura em todos os pontos do circuito de refrigeração ficaram abaixo de 3°C, as pressões foram bem caracterizadas e a capacidade de refrigeração, potência total do sistema bem como COP obtiveram erros inferiores a 10%.

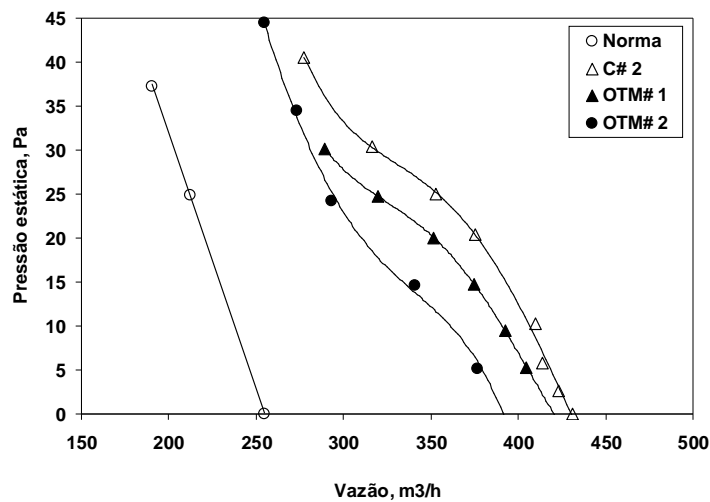
Tabela 6.4 – Comprovação do desempenho superior dos cassetes otimizados na condição C.

	C#2		OTM #1		OTM #2	
	Experimental	Simulado	Experimental	Simulado	Experimental	Simulado
T ₁ , °C	28,7	25,9	28,0	24,9	29,91	28,5
T ₂ , °C	78,7	75,5	69,4	66,5	69,35	70,9
T ₃ , °C	64,2	65,3	61,9	59,9	59,0	61,8
T ₄ , °C	39,0	37,6	39,6	38,3	41,0	43,6
T ₆ , °C	-6,0	-6,6	-5,4	-6,1	-11,6	-10,0
T ₇ , °C	-3,1	-1,5	-2,2	-2,1	-9,7	-6,4
P _{suc} , bar	2,2	2,3	2,1	2,1	1,8	1,90
P _{desc} , bar	10,3	10,6	10,4	10,5	10,9	11,7
W _{total} , W	299,4	303,1	279,5	266,1	264,7	270
Q _e , W	419,5	423,6	561,2	567,5	439,0	469,4
COP, W/W	1,40	1,40	2,01	2,13	1,66	1,74

Após a determinação da carga e ajuste da válvula termostática, cada protótipo otimizado foi submetido a testes na condição D em túnel de vento. A Figura 6.22 mostra a comparação entre os requisitos estabelecidos pelas normas e os resultados obtidos com os cassetes otimizados. Percebe-se que o desempenho dos dois cassetes propostos é superior aos requisitos estabelecidos pelas normas. O cassete *OTM #1* apresentou, em média, capacidades de refrigeração e vazão de ar respectivamente superiores em aproximadamente 65% e 54% em relação aos requisitos estabelecidos pelas normas. De maneira similar, o cassete *OTM #2* apresentou, em média, capacidades de refrigeração e vazão de ar respectivamente superiores em aproximadamente 39% e 43% em relação aos requisitos estabelecidos pelas normas.



(a)



(b)

Figura 6.22 – Comparação entre requisitos estabelecidos pelas normas e resultados dos cassetes otimizados: (a) Capacidade de refrigeração; (b) Vazão de ar no circuito do evaporador.

Os resultados obtidos no túnel de vento indicam que os valores de vazão de ar no evaporador estão bastante acima dos requisitos das normas. Apesar de não ser o foco do presente trabalho, existem indícios de que os ventiladores podem ser substituídos por modelos com menor desempenho, provavelmente com custos inferiores. O modelo do sistema desenvolvido neste trabalho pode auxiliar a identificar o melhor conjunto de trocadores de calor – ventilador.

Destaca-se que nos testes realizados na condição *D*, o aumento da temperatura do gabinete exige uma maior corrente elétrica para o funcionamento do compressor. Especificamente nos testes com a temperatura do gabinete de 38°C, a corrente elétrica necessária para o funcionamento do compressor era de 2,7 A. Entretanto, o protetor térmico

do compressor foi dimensionado para desligá-lo sempre que a corrente ultrapassar 2,4 A. Como a diferença era pequena, o protetor térmico do compressor foi substituído por outro mais robusto, para garantir o funcionamento do compressor na condição de teste mencionada.

6.4.2. Comparação entre cassetes com CO₂ e HFC-134a

Nas últimas décadas, a indústria de refrigeração e ar condicionado tem sido pressionada pelas restrições ao uso de fluidos refrigerantes sintéticos amparadas pelos protocolos de Montreal e de Kyoto. Soluções de longo prazo têm sido avaliadas, o que inclui o uso de refrigerantes naturais. Neste contexto, o dióxido de carbono (CO₂, R-744) ressurgiu como um candidato em potencial, já que é uma substância natural, estável, não inflamável, e com *GWP* (Global Warming Potential) relativamente baixo (Kim *et al.*, 2004). *GWP* é a massa de CO₂ necessária para absorver a mesma quantidade de radiação infravermelha que 1 kg da substância em questão.

A taxa de decaimento (diferente para cada substância) é considerada no cômputo do *GWP* em função do tempo, como mostra a Figura 6.23. Para uma avaliação mais realista, o efeito direto (vazamento da substância para a atmosfera) não deve ser o único efeito a ser considerado ao se avaliar o impacto dos CFC's sobre o efeito estufa.

O efeito indireto (liberação do CO₂ formado durante a combustão de combustíveis fósseis para produzir eletricidade) deve também ser considerado. O efeito indireto permanece durante toda vida útil do sistema de refrigeração e pode ser da mesma ordem de magnitude do efeito direto.

O somatório dos efeitos direto e indireto é obtido através do cálculo do *TEWI* (Total Equivalent Warming Impact) conforme expressão a seguir:

$$TEWI = M_r \cdot GWP_r + E \cdot t \cdot \zeta \quad (6.1)$$

onde *M* é a massa de refrigerante empregada pelo cassete, *E* é o consumo anual de energia, kWh, *t* é a estimativa de vida útil do produto, em anos, e ζ é o fator de conversão, com base na matriz energética de cada país.

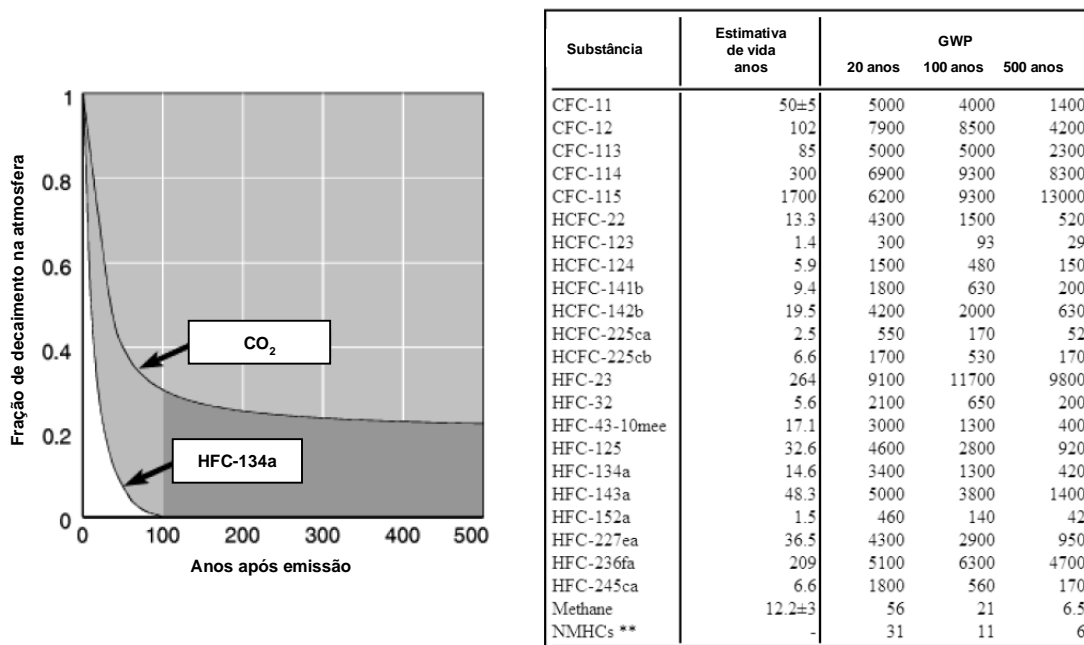


Figura 6.23 – Valores de GWP para diversos fluidos refrigerantes.

Um cassete de CO₂ disponível no mercado foi selecionado para comparação com o protótipo OTM #2 operando com HFC-134a. Tais cassetes diferem entre si não só pelos fluidos de trabalho empregados, mas também pelo compressor, pelo dispositivo de expansão e pelos trocadores de calor adotados.

A Tabela 6.5 mostra as características dos cassetes de refrigeração com CO₂ e com HFC-134a. Além das diferenças apresentadas os cassetes de refrigeração diferenciam-se na carga de fluido refrigerante e no consumo de energia elétrica. O cassete de CO₂ necessita de uma maior quantidade de fluido refrigerante e possui um maior consumo de energia elétrica.

Tabela 6.5 – Características de operação de cassetes de refrigeração com CO₂ e HFC-134a.

	Brasil		EUA	
	HFC-134a	CO ₂	HFC-134a	CO ₂
Fluido empregado	HFC-134a	CO ₂	HFC-134a	CO ₂
Massa de refrigerante, kg	0,200	0,320	0,200	0,320
<i>E</i> , kWh/ano	570	1000	570	1000
<i>t</i> , anos	15		15	
<i>ζ</i> , kg CO ₂ /kWh	0,087		0,610	

A Figura 6.24 mostra a comparação dos valores de *TEWI* para os cassetes de CO₂ e de HFC-134a. Nota-se que com o passar dos anos, devido ao elevado consumo de energia elétrica (efeito indireto), o cassete de CO₂ é mais prejudicial ao meio ambiente que o cassete de HFC-134a. No caso do Brasil, por possuir uma matriz limpa (predomínio de hidroelétricas), o efeito indireto do CO₂ não é tão forte como no caso dos EUA.

Desta análise, pode-se concluir que, devido à baixa eficiência energética dos cassetes que operam com CO₂, a utilização de sistemas que operam com este fluido não apresenta vantagens ambientais em relação aos cassetes propostos neste trabalho.

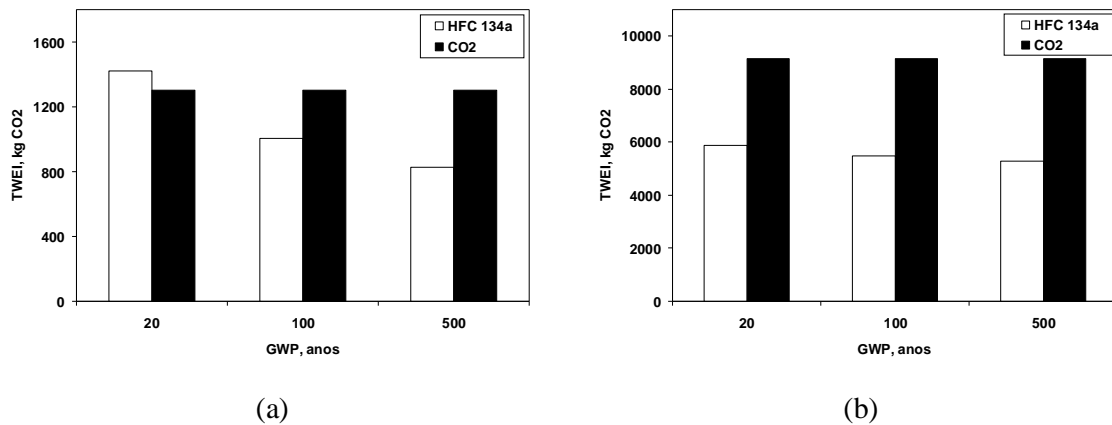


Figura 6.24 – Valores de *TEWI* para cassetes de refrigeração operando com CO₂ e HFC-134a: a) Brasil; b) EUA.

7. CONCLUSÕES FINAIS

7.1. Conclusões Finais

Este trabalho apresentou uma metodologia para projeto e otimização de cassetes de refrigeração para aplicações comerciais. Tal metodologia permite encontrar opções de melhoria de desempenho e/ou redução de custos destes sistemas de refrigeração através de modificações na geometria dos trocadores de calor e da seleção adequada do compressor. Para tanto, empregou-se modelos numéricos para os principais componentes do sistema de refrigeração em conjunto com informações experimentais que completam a ferramenta de análise e otimização.

Inicialmente realizou-se uma revisão bibliográfica com foco na modelação de trocadores de calor, bem como no efeito da geometria deste componente sobre o seu desempenho. Em seguida, foram discutidos os principais trabalhos sobre simulação de sistemas de refrigeração encontrados na literatura. Por fim, foram estudados trabalhos com foco na otimização de sistemas de refrigeração e seus componentes. A revisão bibliográfica revelou a ausência de trabalhos relacionados ao projetos e/ou otimização dos componentes (evaporador, condensador e compressor) de cassetes de refrigeração. Além disso, são raros os trabalhos que utilizam modelos de trocadores de calor com ventiladores acoplados para avaliar os efeitos causados por alterações nos parâmetros de projeto.

Um modelo matemático foi proposto para simular o sistema de refrigeração. Os modelos matemáticos dos componentes baseiam-se nas equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia em conjunto com equações auxiliares, como as relações geométricas e correlações empíricas. Foram modelados os trocadores de calor e seus respectivos ventiladores, o compressor, o pré-condensador e o trocador de calor interno. Tais sub-modelos foram interconectados de forma a compor um sistema de refrigeração.

Um critério de avaliação de desempenho foi proposto e utilizado para otimizar o cassete de refrigeração. Tal critério busca maximizar o desempenho do cassete de refrigeração e ao mesmo tempo reduzir os custos. Para tanto, em adição aos modelos de simulação, foram também elaboradas funções custo para os trocadores de calor, para o compressor e para os demais acessórios.

Os experimentos foram realizados utilizando-se três bancadas experimentais. A bancada de avaliação de trocadores de calor e o calorímetro de avaliação de cassetes de refrigeração foram utilizados para a realização dos testes para validar os modelos matemáticos dos trocadores de calor e do sistema de refrigeração. A bancada de avaliação de ventiladores foi utilizada para determinação das curvas características dos ventiladores e para determinação da constante de perda de carga.

Foram utilizados dois cassetes de refrigeração para validação do modelo do sistema de refrigeração. Foram realizadas validações individuais para cada componente modelado bem como para o sistema como um todo. Observou-se que o modelo de trocadores de calor é capaz de prever o desempenho global dos trocadores de calor em termos da taxa de transferência de calor e da perda de carga respectivamente com erros na faixa de 10% e 15%. As previsões do modelo para os perfis de temperatura, empregando-se água e HFC-134a, seguiram de perto as tendências experimentais. Comparações adicionais foram realizadas utilizando-se dados obtidos da literatura para um arrefecedor de gás que opera com CO₂. Observou-se que o modelo proposto para trocadores de calor apresenta resultados satisfatórios tanto para a taxa de transferência de calor como para a perda de carga.

Foram também validadas as temperaturas na saída do pré-condensador (temperatura na entrada do condensador) e do trocador de calor interno (temperatura na sucção do compressor), as quais apresentaram diferenças dentro da faixa de $\pm 2^{\circ}\text{C}$ quando comparadas aos resultados experimentais. Por fim, a validação do modelo do cassete apontou erros inferiores a 10% para as pressões de sucção e descarga, capacidade de refrigeração, potência elétrica consumida e COP.

A partir de um cassete padrão, foram propostos duas novas configurações de cassete, os quais foram fabricados e testados para comprovar os resultados obtidos com o modelo, bem como a eficiência da metodologia de projeto empregada neste trabalho. Os resultados experimentais mostraram que ambos os protótipos apresentaram desempenho superior em relação ao cassete padrão. O primeiro protótipo apresentou ganho de 53% no COP em relação ao cassete padrão, com um custo adicional de 31% no evaporador e 42% no condensador, acompanhado de uma redução de 18% no custo do compressor. Mesmo com acréscimo no custo dos trocadores de calor, o custo total foi inferior ao cassete padrão devido ao maior peso do custo do compressor em relação ao custo total. No segundo protótipo, obteve-se um ganho de 27% no COP em relação ao cassete padrão e redução dos custos de 44% no evaporador, 48% no condensador e 18% no compressor. Os resultados apresentados confirmam a eficiência da metodologia de projeto e otimização desenvolvida no presente trabalho.

7.2. Sugestões para Trabalhos Futuros

A fim de tornar o presente trabalho mais abrangente, recomenda-se:

- Testar os protótipos com ventiladores dimensionados de forma apropriada, uma vez que as análises mostraram que os ventiladores atuais estão superdimensionados para a aplicação;
- Modelar o dispositivo de expansão para prever o grau de superaquecimento no evaporador, de modo que o modelo possa também ser empregado para simular os testes na condição *D*;
- Estudar o efeito de superfícies intensificadoras da transferência de calor sobre o desempenho de cassetes de refrigeração;
- Modelar a formação de gelo no evaporador e a contaminação por sujeira na superfície do condensador. Tais estudos tornarão possível a verificação do impacto sobre a queda de pressão e capacidade de refrigeração, já que tais inconveniências têm uma influência direta na redução da vazão de ar e na degradação da condutância do trocador de calor;
- Adaptar o modelo para simular e otimizar cassetes que operam com CO₂. Apesar dos cassetes atuais que usam CO₂ apresentarem custos mais elevados e desempenhos inferiores, quando comparados aos cassetes que utilizam HFC-134a, existe uma forte tendência mundial para migração para fluidos com menores impactos ao meio ambiente;
- Estudar o impacto do refrigerante HFO-1234yf sobre o desempenho do cassette. Tal fluido tem sido considerado como substituto do HFC-134a, particularmente no mercado norte-americano.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ADVFN Brasil*, 2009, Advanced financial networks, informações relacionadas ao mercado financeiro nacional e internacional disponível na internet. <http://br.advfn.com>
- ANSI/ASHRAE*, 1987: Norma: 41.2 – Standard Methods for Laboratory Airflow Measurement.
- ANSI/ASHRAE*, 2000: Norma: 33 – Method of Testing Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils.
- ANSI/ASHRAE*, 1999, Norma: 51- Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating.
- Abu, M. M., Johns, R. A., Heikal, M. R., 1998, Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21: pp. 507-517.
- Aprea, C., Renno, C., 2002, A numerical approach to a very fast thermal transient in a air cooling evaporator, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22: pp. 219-228.
- Bansal, P. K., Chin, T.C., 2003, Modelling and optimization of wire-and-tube condenser, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26: pp. 601-613.
- Bejan, A., 1982, *Entropy generation through heat and fluid flow*, Wiley, New York, USA.
- Bensafi, A., Borg, S., Parent, D., 1997, CYRANO: A computational model for the detailed design of plate-fin-and-tube heat exchangers using pure and mixed refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 20: pp. 218–228.
- Chen, Z. Q., Ren, J. X., 1988, Effect of fin spacing on the heat transfer and pressure drop of a two-row plate fin and tube heat exchanger, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 11, pp 356-360.
- Çengel, Y. A., Boles, M. A., 2005, *Thermodynamics an eginieering approach*, Fifth Edition, McGraw-Hill Science.
- Chi, J., 1979, A computer model HTPUMP for simulation of heat pump steady-state performance, *National Bureau of Standards*, Internal Report, Washington, D.C.
- Corberan, J.M., Melon, M.G., 1998, Modeling of plate finned tube evaporators and condensers working with R134a, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21: pp. 273–284.
- Domanski, P. A. e Didion, D., 1983, Computer modeling of the vapor compression cycle with constant flow areaexpansion device, *NBS Building Science Series 155*, Gaithersburg, MD, USA
- Domanski, P. A., 1991, Simulation of an evaporator with non-uniform one-dimensional air distribution, *ASHRAE Transactions*, Vol. 97: pp. 793–802.
- Domanski, P. A., 2003, EVAP-COND, Simulation models for finned tube heat exchangers, *National Institute of Standards and Technology Building and Fire Research Laboratory*, Gaithersburg, MD, USA.
- Domanski, P. A., Hermes, C. J. L., 2008, An improved correlation for two-phase pressure drop of R-22 and R-410-A in 180°C return bends, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28: pp. 793–800.

- Embraco, 2009, Catálogo eletrônico disponível na internet, www.embraco.com.br/catalog/busca.aspx.
- Fonseca, C. M., Fleming, P. J., 1993, Genetic algorithm for multi-objective optimization: formulation, discussion and generalization. In: *Proceedings of the 5th international conference on genetic algorithms*; pp. 416–23.
- García, J.R.C., Vera, F.G., Corberán, J.M.S., González, J.M., Fuentes, D.D., 2007a, Assessment of boiling heat transfer correlations in the modeling of fin and tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 30: pp. 1004-1017.
- García, J.R.C., Vera, F.G., Corberán, J.M.S., González, J.M., Fuentes, D.D., 2007b, Assessment of condensation heat transfer correlations in the modeling of fin and tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 30: pp. 1018-1028.
- Ge Y. T., Cropper R. T., 2008, Simulation and performance evaluation of finned-tube CO₂ gas coolers for refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.05.013.
- Gholap, A. K., Khan, J. A., 2007, Designing and multi-objective optimization of heat exchangers for refrigerators. *Applied Energy*, NY, USA, pp. 1226-1239.
- Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering*, Vol. 16: pp. 359-368.
- Gomes, A. R., 2006, *Análise Comparativa de Mecanismos de Compressão para Aplicação em Refrigeração Doméstica*, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Gonçalves, J. M., Melo, C., Hermes, C. J. L., 2009, A semi-empirical model for steady-state simulation of household refrigerators. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 29: pp. 1622-1630.
- Gosney, W.B., 1982, *Principles of refrigeration*, Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- Gray, D. L. e Webb, R. L., 1986, “Heat transfer and friction correlations for plate finned-tube heat exchangers having plain fins,” *Proceeding 8th International Journal of Heat Transfer Conference*, Vol. 6, pp. 2745-2750.
- Hermes, C.J.L., 2006, *Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos*, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Hermes, C. J. L., Melo, C., Knabben, F. T., Gonçalves, J. M., 2009, Prediction of the energy consumption of household refrigerators and freezers via steady-state simulation. *Applied Energy*. Vol. 86: pp. 1311-1319.
- Horn, J., Nafpliotis, N. Goldberg, D. E., 1994, Pareto genetic-algorithm for multi-objective optimization. In: *Proceedings of the 1st IEEE conference on evolutionary algorithm*. pp. 82–7.
- IPCC, 2007, A Report of the intergovernmental panel on climate change, *Synthesis report*, Geneva, Switzerland. <http://www.ipcc.ch/ipccreports/ar4-syr.htm>
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., 2005, *Fundamentos de transferência de calor e de massa*, 6ª Edição, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, Brasil.
- Jacobi, A.M., Park, Y., Tafti, D. e Zhang, X., 2001, “An assessment of the state of the art, and potential design improvements, for flat-tube heat exchangers in air conditioning and refrigeration applications – Phase I”, *Internal Report*, Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute, Urbana, USA.

- Jakobsen, A., 1995, *Energy optimisation of refrigeration systems: the domestic refrigerator – a case study*, Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark, Lyngby, Denmark.
- Jiang H, Aute V, Radermacher R., 2006, CoilDesigner: A general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29: pp. 601-610.
- Judge J., Radermacher R., 1997, A heat exchanger model for mixtures and pure refrigerant cycle simulations, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 20: pp. 244-255.
- Kays, W. M., London, A. L., 1984, *Compact heat exchangers*, Third Edition, McGraw-Hill, USA.
- Kim, M.-H., Pettersen, J., Bullard, C.W., 2004, Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 30: pp. 119-174.
- Klein, F. H., 1998, *Desenvolvimento de um código computacional para análise do desempenho de refrigeradores domésticos*, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil
- Klein, S. A., 2004, EES - *Engineering Equation Solver*, F-Chart Software, Madison, WI, USA, www.fchart.com
- Lee, J., Domanski, P. A., 1997, Impact of air and refrigerant maldistributions on the performance of finned-tube evaporators with R-22 and R-407C, Report DOE/CE/23810-81 for ARI, *National Institute of Standards and Technology*, Gaithersburg, MD.
- Lemmon, E.W., McLinden, M.O., Klein, S.A., Peskin, A.P., 1998, *REFPROP thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures*, NIST Standard Database 23, Version 6.0, Gaithersburg, MD, USA
- Liang, S., Wong, T., Nathan, G., 2001, Numerical and experimental studies of refrigerant circuitry of evaporator coils, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24: pp. 823–833.
- Lunardi, M.A., 1991, *Simulação numérica do comportamento dinâmico de refrigeradores domésticos*, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil
- Marcinichen, J. B., Melo, C., Reis, E. E., Schurt, L., 2007, Avaliação experimental do desempenho de cassetes de refrigeração. In: IV Congresso ibérico, II congresso iberoamericano de ciências e técnicas do frio, Porto.
- Marcinichen, J. B., Resende, F. E., 2008, *Avaliação da capacidade de um cassete de refrigeração*. Relatório Técnico, Universidade Federal de Santa Catarina, POLO, Florianópolis, SC, Brasil.
- Melo, C., Ferreira, R.T.S., Negrão, C.O.R., Pereira, R.H., 1988, Dynamic behaviour of a vapour compression refrigerator: a theoretical and experimental analysis, *IIR/IIF Meeting at Purdue*, West Lafayette, IN, USA, pp.98-106
- Melo, C., Pottker, G., Silva, F. G. C., Yakemoto, L. M., Seifert, M. M. P., 2004, *Túnel de vento para ensaio aerodinâmico de ventiladores, trocadores de calor e unidades condensadoras*, Relatório Técnico, Universidade Federal de Santa Catarina, POLO, Florianópolis, SC, Brasil.
- Muller-Steinhagen, H., Heck, K., 1986, A simple pressure drop correlation for two-phase flow in pipes, *Chemical Engineering Process*. Vol. 20: 297–308.
- Petukhov, B. S., Irvine, T. F., Hartnett, J. P., 1970, *Advances in heat transfer*, Vol. 6, Academic Press, New York.

- Procel, 2008, *Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso*, Eletrobrás, Rio de Janeiro, Brasil.
- Rajendran, N., Pate, M.B., 1986, A computer model of the start-up transients of a vapor-compression refrigeration system, *IIR/IIF Meeting at Purdue*, West Lafayette, IN, USA, pp.129-140
- Shah, R. K. e Sekulic, D. P., 2003, *Fundamentals of Heat Exchangers*, John Wiley and Sons, New York, USA.
- SE-SP-200, 2006, *Refrigeration cassette specification*, Coca-Cola Standard.
- SE-SP-201, 2006, *Performance requirements*, Coca-Cola Standard.
- SE-SP-202, 2006, *Test procedure*, Coca-Cola Standard.
- SE-SP-203, 2006, *Test procedure – fixture checkout*, Coca-Cola Standard.
- SE-SP-204, 2006, *performance & desing survey*, Coca-Cola Standard.
- Stewart, S. W, Shelton S. S., Aspelund, K. A., 2005, Finned-tube Heat Exchanger optimization Methodology, *Heat Tranfer Engineering*, Vol 26: pp. 22-28.
- Vardhan, A., Dhar, P.L., 1998, A new procedure for performance prediction of air conditioning coils, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21: pp. 77–83.
- Waltrich, P. J., 2008 - *Análise e otimização de evaporadores de fluxo acelerado aplicados a refrigeração doméstica..* Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Wang, C. C., Chang, Y. J., Hsieh, Y. C., Lin, Y. T., 1996, Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 19: pp. 223-230.
- Wang, C. C., Fu, W. L., 1997, Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers, *Experimental Thermal anf Fluid Sciencie*, Vol. 14: pp. 174-186.
- Wang, C. C., Chang, C. T., 1998, Heat transfer and mass transfer of plate fin-and-tube heat exchanger, with and without hydrophilic coating, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 41: pp. 3109-3120.
- Wang, C. C., Jang, J. Y., Chiou, N. F., 1999, Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42: pp. 1945-1956.
- Wang, C. C., Chi, K. Y., Chang, C. J., 2000, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube exchangers, part II: Correlation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43: pp. 2693-2700.
- Webb, R. L., 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, New York, John Wiley & Sons.
- Weber, G. C., 2007 - *Análise experimental do desempenho termo-hidráulico de condensadores do tipo tubo-aletado.* Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Zitzler, E., Thiele, L., 1998, Multiobjective optimization using evolutionary algorithms – a comparative case study. *In: Parallel problem solving from nature*, Germany, pp. 292–301.

Apêndice I - Testes da Bancada de Avaliação de Ventiladores

I.1. Curvas Características dos ventiladores

Tabela I.1 – Ventilador do evaporador.

Curva Característica do Ventilador do Evaporador – Morril Motors - 230V – 28"			
Solicitante:	Embraco		Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica
Técnico:	Diogo Gernhardt		
Data (d/m/a):	10/10/2008		Universidade Federal de Santa Catarina
Bocal:	3"		

Tensão	Potência	Corrente	Pressão Estática	Temperatura Ambiente	VAZÃO	Eficiência
[V]	[W]	[A]	[Pa]	[°C]	[m ³ /h]	[%]
230 ± 1	23 ± 1	0,22 ± 0,02	1,2 ± 0,7	22,5 ± 0,3	507 ± 7	0,7 ± 2
230 ± 1	24 ± 1	0,23 ± 0,02	12,0 ± 0,7	22,7 ± 0,3	482 ± 6	6,8 ± 2
230 ± 1	23 ± 1	0,22 ± 0,02	6,5 ± 0,7	22,9 ± 0,3	500 ± 7	3,9 ± 2
230 ± 1	24 ± 1	0,24 ± 0,02	18,0 ± 0,8	23,0 ± 0,3	460 ± 6	9,6 ± 2
230 ± 1	24 ± 1	0,24 ± 0,02	24,9 ± 0,7	23,0 ± 0,3	436 ± 6	12,5 ± 2
230 ± 1	24 ± 1	0,24 ± 0,02	27,7 ± 0,9	23,4 ± 0,3	431 ± 6	13,6 ± 2
230 ± 1	24 ± 1	0,24 ± 0,02	32,9 ± 0,8	23,7 ± 0,3	414 ± 5	15,6 ± 2
230 ± 1	25 ± 1	0,24 ± 0,02	60,5 ± 0,8	23,8 ± 0,3	378 ± 5	25,8 ± 2
230 ± 1	23 ± 1	0,23 ± 0,02	49,8 ± 1,0	23,8 ± 0,3	374 ± 5	22,1 ± 2
230 ± 1	25 ± 1	0,24 ± 0,02	61,8 ± 0,7	23,8 ± 0,3	370 ± 5	25,8 ± 2
230 ± 1	24 ± 1	0,23 ± 0,02	58,8 ± 0,8	23,7 ± 0,3	349 ± 5	24,1 ± 2
230 ± 1	24 ± 1	0,20 ± 0,02	58,0 ± 0,8	23,7 ± 0,3	326 ± 4	22,3 ± 3
230 ± 1	24 ± 1	0,20 ± 0,02	59,0 ± 0,8	23,6 ± 0,3	295 ± 4	20,3 ± 2
230 ± 1	25 ± 1	0,22 ± 0,02	66,1 ± 1,0	23,5 ± 0,3	281 ± 4	20,2 ± 2
230 ± 1	27 ± 1	0,23 ± 0,02	75,3 ± 1,0	23,4 ± 0,3	257 ± 3	19,9 ± 2
230 ± 1	28 ± 1	0,25 ± 0,02	83,4 ± 0,8	23,3 ± 0,3	238 ± 3	19,4 ± 2

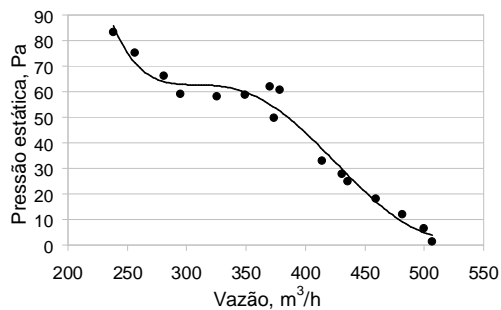


Figura I.1 – Curva característica do ventilador.

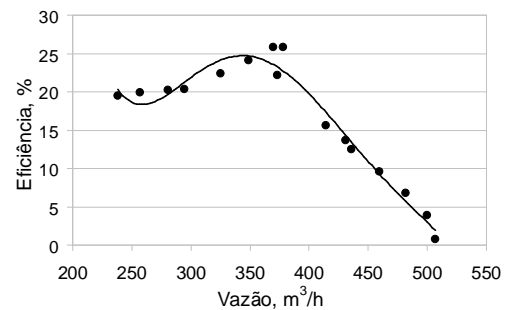



Figura I.2 – Curva de eficiência do ventilador.

Tabela I.2 – Ventilador do condensador.

Curva Característica do Ventilador do Condensador – Morril Motors - 230V – 34”			
Solicitante:	Embraco		Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica
Técnico:	Diogo Gernhardt		
Data (d/m/a):	14/10/2008		Universidade Federal de Santa Catarina
Bocal:	3”		

Tensão	Potência	Corrente	Pressão Estática	Temperatura Ambiente	VAZÃO	Eficiência
[V]	[W]	[A]	[Pa]	[°C]	[m³/h]	[%]
230 ± 1	28 ± 1	0,12 ± 0,02	0,0 ± 0,9	25,0 ± 0,3	597 ± 8	0,0 ± 2
230 ± 1	28 ± 1	0,13 ± 0,02	8,3 ± 0,8	25,3 ± 0,3	554 ± 7	4,6 ± 2
230 ± 1	28 ± 1	0,13 ± 0,02	13,1 ± 0,7	25,4 ± 0,3	527 ± 7	6,9 ± 2
230 ± 1	28 ± 1	0,13 ± 0,02	19,2 ± 0,7	25,4 ± 0,3	481 ± 6	9,1 ± 2
230 ± 1	28 ± 1	0,13 ± 0,02	23,4 ± 0,7	25,4 ± 0,3	431 ± 6	10,0 ± 2
231 ± 1	28 ± 1	0,13 ± 0,02	27,0 ± 0,6	25,5 ± 0,3	403 ± 5	10,8 ± 2
231 ± 1	28 ± 1	0,13 ± 0,02	30,6 ± 0,6	25,9 ± 0,3	375 ± 5	11,3 ± 2
231 ± 1	29 ± 1	0,13 ± 0,02	37,2 ± 0,7	26,1 ± 0,3	343 ± 4	12,4 ± 2
231 ± 1	29 ± 1	0,13 ± 0,02	42,5 ± 0,7	25,9 ± 0,3	299 ± 4	12,2 ± 2
230 ± 1	29 ± 1	0,13 ± 0,02	44,8 ± 1,0	26,0 ± 0,3	280 ± 4	12,0 ± 2
230 ± 1	29 ± 1	0,13 ± 0,02	49,9 ± 1,7	26,1 ± 0,3	255 ± 3	12,0 ± 2
230 ± 1	30 ± 1	0,13 ± 0,02	52,9 ± 1,7	26,0 ± 0,3	232 ± 3	11,5 ± 3

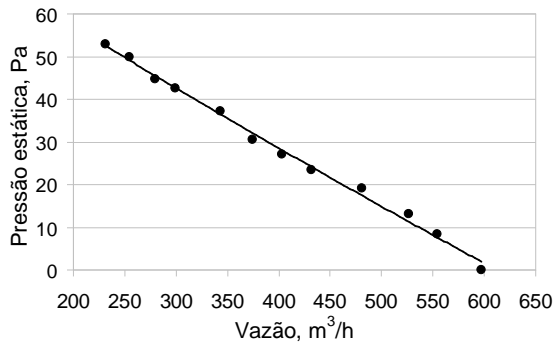


Figura I.3 – Curva característica do ventilador.

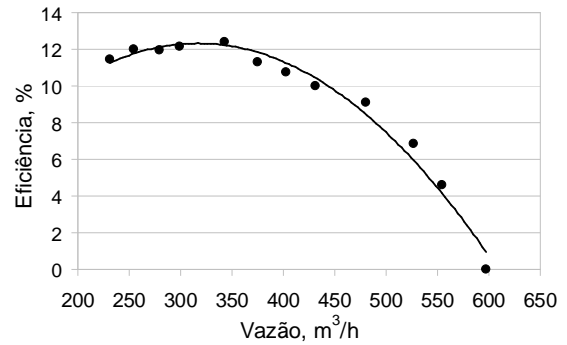


Figura I.4 – Curva de eficiência do ventilador.

I.2. Ponto de Operação e Determinação da Constante de Perda de Carga

Tabela I.3 – Ponto de operação real – circuito de ar do evaporador.

Ponto de Operação Real – Circuito de Ar do Evaporador – Morril Motors - 230V – 28"			
Solicitante:	Embraco		Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica
Técnico:	Diogo Gernhardt		
Data (d/m/a):	02/10/2008		Universidade Federal de Santa Catarina
Bocal:	3"		

Tensão	Potência	Corrente	Pressão Estática	Temperatura Ambiente	VAZÃO
[V]	[W]	[A]	[Pa]	[°C]	[m ³ /h]
230 ± 1	22 ± 1	0,19 ± 0,02	5,7 ± 0,7	24,2 ± 0,3	414 ± 5
230 ± 1	22 ± 1	0,21 ± 0,02	2,6 ± 0,8	24,4 ± 0,3	423 ± 6
230 ± 1	22 ± 1	0,19 ± 0,02	0,0 ± 0,7	24,6 ± 0,4	431 ± 6
230 ± 1	22 ± 1	0,20 ± 0,02	-3,6 ± 0,7	24,7 ± 0,4	441 ± 6
230 ± 1	22 ± 1	0,20 ± 0,02	-6,0 ± 0,7	24,7 ± 0,3	444 ± 6
230 ± 1	23 ± 1	0,20 ± 0,02	10,3 ± 0,7	23,6 ± 0,3	410 ± 5
230 ± 1	23 ± 1	0,19 ± 0,02	20,5 ± 0,7	23,9 ± 0,3	375 ± 5
230 ± 1	22 ± 1	0,19 ± 0,02	25,0 ± 0,7	24,0 ± 0,3	353 ± 5
230 ± 1	22 ± 1	0,18 ± 0,02	30,3 ± 0,7	24,0 ± 0,3	316 ± 4
230 ± 1	23 ± 1	0,20 ± 0,02	40,5 ± 0,7	24,0 ± 0,3	278 ± 4

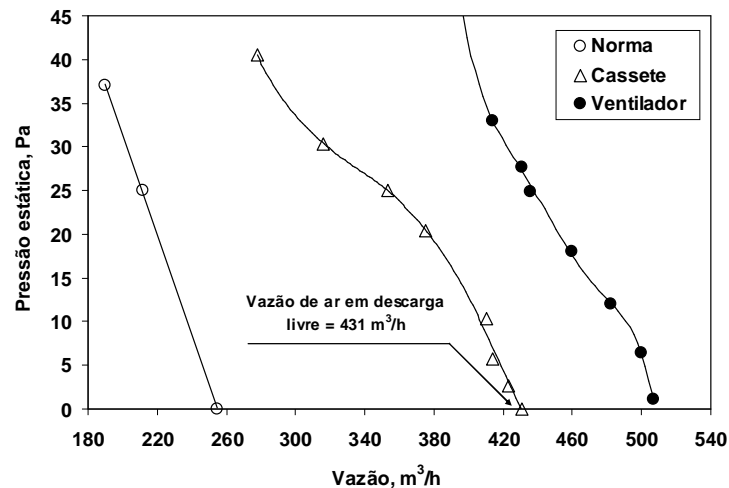




Figura I.5 – Ponto de operação real – circuito de ar do evaporador.

A constante de perda de carga, K , no evaporador não foi determinada. Neste caso optou-se por utilizar os valores de perda de carga estabelecidos pela norma pertinente.

Por outro lado, a constante de perda de carga K no condensador foi obtida experimentalmente através das equações (3.14) e (3.15) com base nos resultados dos testes em túnel de vento apresentados na Tabela I.4.

Uma única constante K (igual a $3071 \text{ Pa}\cdot\text{s}^2/\text{kg}^2$) foi empregada para todos os cassetes considerados neste trabalho, pois os acessórios e as características geométricas se mantiveram inalterados.

Tabela I.4 – Ponto de operação real – circuito de ar do condensador.

Ponto de Operação Real – Circuito de Ar do Condensador – Morril Motors - 230V – 34”					
Solicitante:	Embraco		Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica		
Técnico:	Diogo Gernhardt				
Data (d/m/a):	06/10/2008		Universidade Federal de Santa Catarina		
Bocal:	3”				

Tensão	Potência	Corrente	Pressão Estática	Temperatura Ambiente	VAZÃO
[V]	[W]	[A]	[Pa]	[°C]	[m³/h]
230 ± 1	27 ± 1	0,12 ± 0,02	5,8 ± 0,7	24,8 ± 0,3	297 ± 4
230 ± 1	27 ± 1	0,12 ± 0,02	2,7 ± 0,7	25,0 ± 0,3	313 ± 4
230 ± 1	27 ± 1	0,12 ± 0,02	0,0 ± 0,6	25,3 ± 0,3	330 ± 4
230 ± 1	27 ± 1	0,12 ± 0,02	-2,9 ± 0,7	25,4 ± 0,3	349 ± 5
230 ± 1	27 ± 1	0,12 ± 0,02	-5,3 ± 0,7	25,5 ± 0,3	360 ± 5
230 ± 1	27 ± 1	0,12 ± 0,02	10,4 ± 0,7	22,3 ± 0,3	285 ± 4
230 ± 1	28 ± 1	0,12 ± 0,02	20,3 ± 0,7	22,6 ± 0,3	232 ± 3
230 ± 1	28 ± 1	0,13 ± 0,02	24,3 ± 0,7	22,7 ± 0,3	210 ± 3
230 ± 1	28 ± 1	0,13 ± 0,02	30,6 ± 0,7	23,1 ± 0,3	177 ± 2
230 ± 1	29 ± 1	0,13 ± 0,02	40,0 ± 0,7	23,1 ± 0,3	126 ± 2

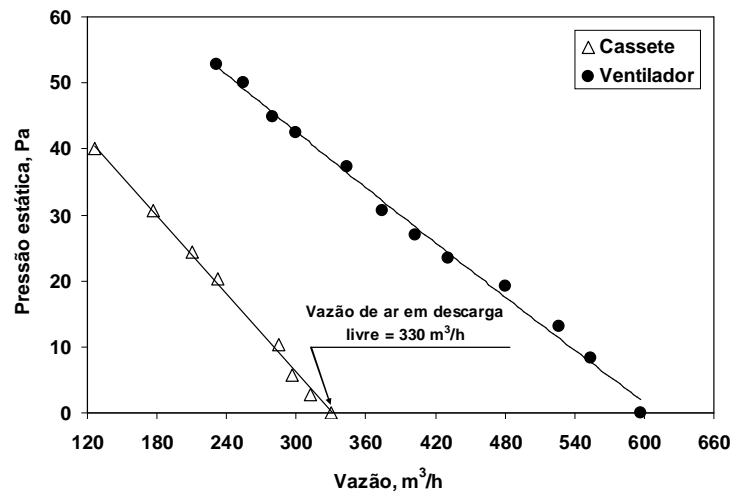


Figura I.6 – Ponto de operação real do cassete – circuito de ar do condensador.

Apêndice II - Testes dos Compressores

II.1. Condutância Térmica Global dos Compressores

Os fabricantes de compressores não disponibilizam no catálogo a temperatura de descarga para determinação de uma expressão para o UA_k . Para determinar este valor decidiu-se testar um dos compressores (Comp #1) em um calorímetro específico. A temperatura do refrigerante na descarga do compressor foi medida para diversos valores de temperatura de condensação e evaporação.

A Tabela II.2 apresenta o resultado de tais medições juntamente com o valor da condutância térmica global do compressor calculada através da equação (3.47)

Tabela II.2 - Resultado do teste de calorímetro do compressor.

T_c	T_e	T_{amb}	T_1	T_2	m	W_k	U
[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kg/h]	[W]	[W/m ² K]
65	-20	32,4	34,9	110,2	7,79	294	14,7
55	-20	32,3	34,4	106,5	8,57	286	13,6
45	-20	32,4	33,8	100,2	9,14	273	13,5
65	-10	32,4	33,0	111,0	13,74	395	14,7
55	-10	32,4	32,6	104,3	14,49	371	13,8
65	-5	32,3	32,4	110,5	17,34	448	14,3

Verifica-se que a os valores de U varia pouco com as temperaturas de evaporação e de condensação. Por falta de informações no catálogo dos fabricantes de compressores e assumindo que o valor de U_k não varia entre os compressores empregados, embora UA_k varie com a área da carcaça A_k , (aproximadamente 0,16 m² para o Comp #1) o coeficiente global de transferência de calor baseado na área externa da carcaça do compressor foi considerado igual à média dos valores obtidos no experimento (14,1 W/m²K).

Apêndice III - Testes da Bancada de Avaliação de Cassetes de Refrigeração

III.1. Instrumentação do Cassete de Refrigeração

Tabela III.1 – Instrumentação do cassete de refrigeração.

Termopares / Cassete	
Localização	Incerteza
Topo do compressor	$\pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$
Descarga do compressor	
Entrada do condensador	
Meio do condensador	
Saída do condensador	
Entrada do capilar	
Entrada do trocador	
Saída do trocador	
Entrada do evaporador	
Saída do evaporador	
Saída do gabinete	
Sucção do compressor	
Termopares / Calorímetro	
Localização	Incerteza
Duto de insuflamento / M1 e M2	$\pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$
Plenum / M3 a M8	
1º Nível / M9 a M13	
2º Nível / M14 a M18	
Retorno / M19, M20, M22 e M24	
Duto de insuflamento / M21 e M23	
Ambiente – frente do calorímetro	
Ambiente – lado esquerdo do calorímetro	
Ambiente – lado direito do calorímetro	
Transdutores de pressão	
Localização	Incerteza
Pressão de sucção e na entrada do evaporador	$\pm 0,1 \text{ bar}$
Pressão de descarga	$\pm 0,2 \text{ bar}$
Transdutor diferencial (calorímetro e cassete)	$\pm 3,0 \text{ Pa}$
Transdutor de Potência	
Potência consumida pelo cassete	$\pm 1,5 \text{ W}$

As pressões de sucção e descarga do compressor e a pressão na entrada do evaporador foram medidas através de transdutores de pressão absoluta. O diferencial de pressão entre a entrada e a saída do evaporador foi medido através de um transdutor de pressão diferencial e as temperaturas através de cabos de compensação do tipo “T”. A temperatura ambiente foi tomada como a média aritmética das indicações de três termopares colocados no centro geométrico das paredes laterais e da parede frontal do calorímetro e a 305 mm destas. A tensão, corrente e a potência foram medidas através de equipamentos específicos, devidamente calibrados. Todos os sinais gerados pelos transdutores foram adquiridos por um sistema de aquisição de sinais da HP. O calorímetro foi colocado dentro de uma câmara de testes, com temperatura, umidade relativa e velocidade do ar controladas, e posicionado a 305 mm de anteparos laterais e da parede posterior.

III.2. Desempenho do Cassete Para Diferentes Pares Abertura da Válvula Termostática / Carga de Fluido Refrigerante

Para avaliar o efeito da abertura da válvula termostática (número de voltas do parafuso de ajuste) sobre o desempenho do cassete com diferentes cargas de refrigerante, foram realizados testes na condição “C”, de acordo com os requisitos estabelecidos pelas normas específicas. Os testes foram realizados no cassete de refrigeração C #1, com três cargas distintas de HFC-134a: 300g, 350g e 400g e com quatro regulagens da válvula termostática: 3; 4,25; 5 e 7,25 voltas (o aumento das voltas abre o orifício de passagem do fluido refrigerante). As figura III.1 mostram os resultados obtidos em termos de capacidade de refrigeração e COP.

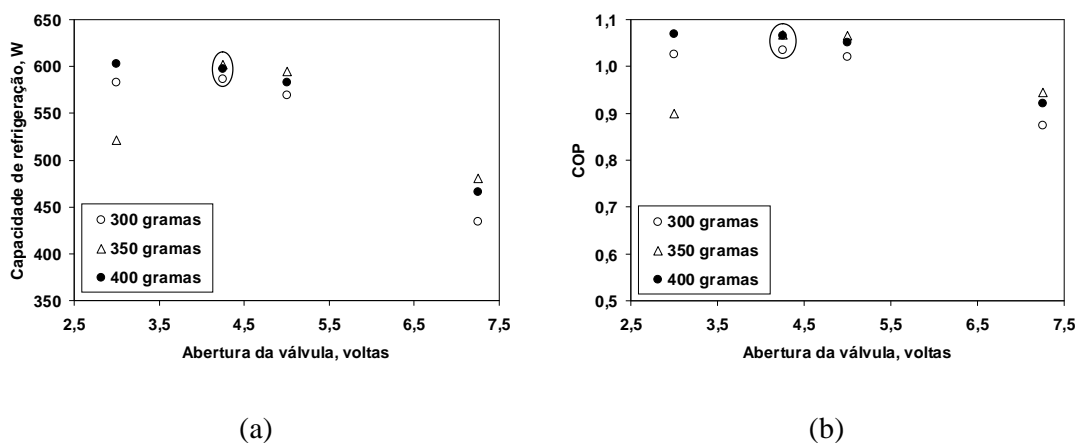


Figura III.1 – Resultados do desempenho do cassete para diferentes pares de abertura da válvula termostática / carga de fluido refrigerante: a) capacidade de refrigeração e b) COP

Observa-se que a carga ótima, ou seja, aquela que maximiza a capacidade de refrigeração e o COP foi de 350g. Verifica-se também que para esta carga a abertura ótima foi de 4,25 voltas. Para cargas acima da carga ótima, o cassete manteve a capacidade de refrigeração e o COP, com as diferenças observadas se mantendo dentro das bandas das incertezas de medição.

Após esta avaliação percebeu-se que é possível identificar a carga e fazer o ajuste da válvula termostática de forma independente. Para os cassetes de refrigeração C #2, OTM #1 e OTM #2 de forma realizaram-se primeiramente testes para determinação da carga ótima de refrigerante, mantendo a válvula termostática na metade do seu ajuste (3,5 voltas) e em seguida com a carga ótima foi feito o ajuste de abertura da válvula termostática.

III.3. Determinação da Carga de Refrigerante (Sub-resfriamento)

A carga de refrigerante foi determinada na condição C, observando-se tanto a maximização do COP quanto da capacidade de refrigeração. Os resultados obtidos são mostrados na figura III.2.

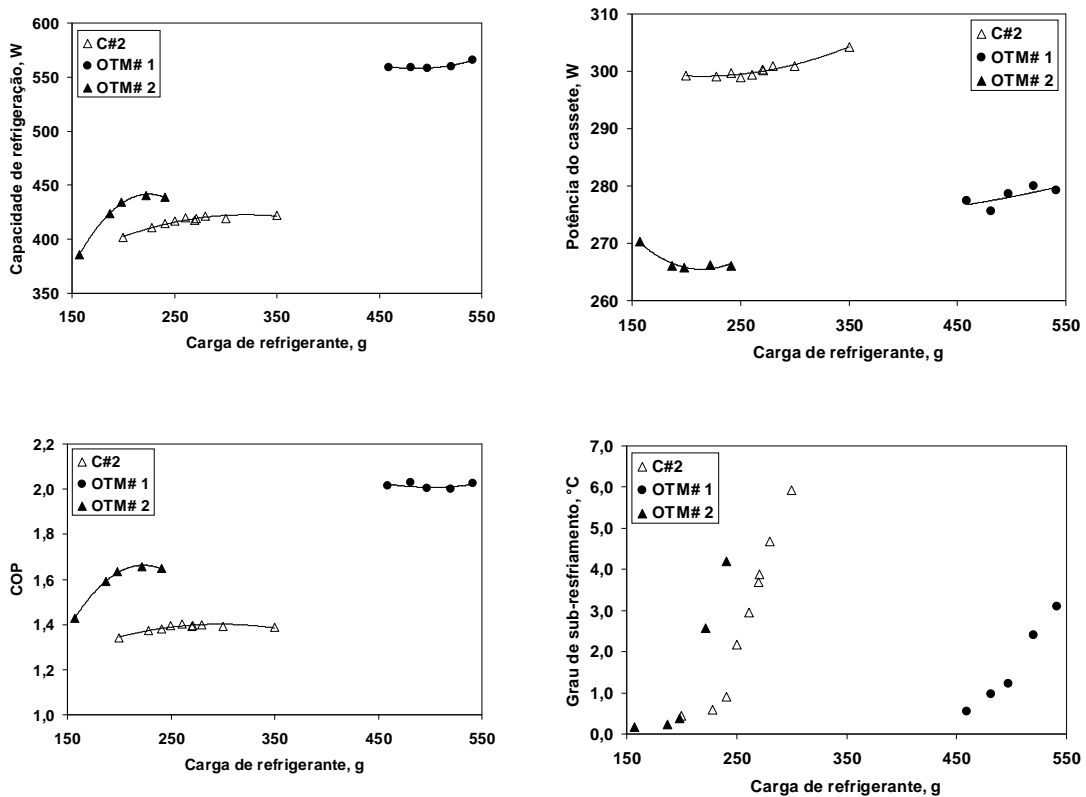


Figura III.2 – Resultados dos testes de determinação de carga de refrigerante: a) capacidade de refrigeração; b) potência total do cassete; c) COP e d) Grau de sub-resfriamento.

As figuras acima mostram que a carga ótima de refrigerante se situa em torno de 260g, 500g e 200g, respectivamente para os cassetes C #2, OTM #1 e OTM #2. A partir destes valores a potência do sistema se eleva e por conseqüência o desempenho começa a cair. Destaca-se que para todos os cassetes o desempenho máximo foi obtido com um grau de sub-resfriamento de aproximadamente 3°C, valor este que foi utilizado nas simulações.

III.4. Ajuste da Válvula Termostática (Superaquecimento)

O ajuste da válvula termostática foi determinado na condição “C”, observando-se tanto a maximização do COP quanto da capacidade de refrigeração. Os resultados obtidos são mostrados na figura III.3.

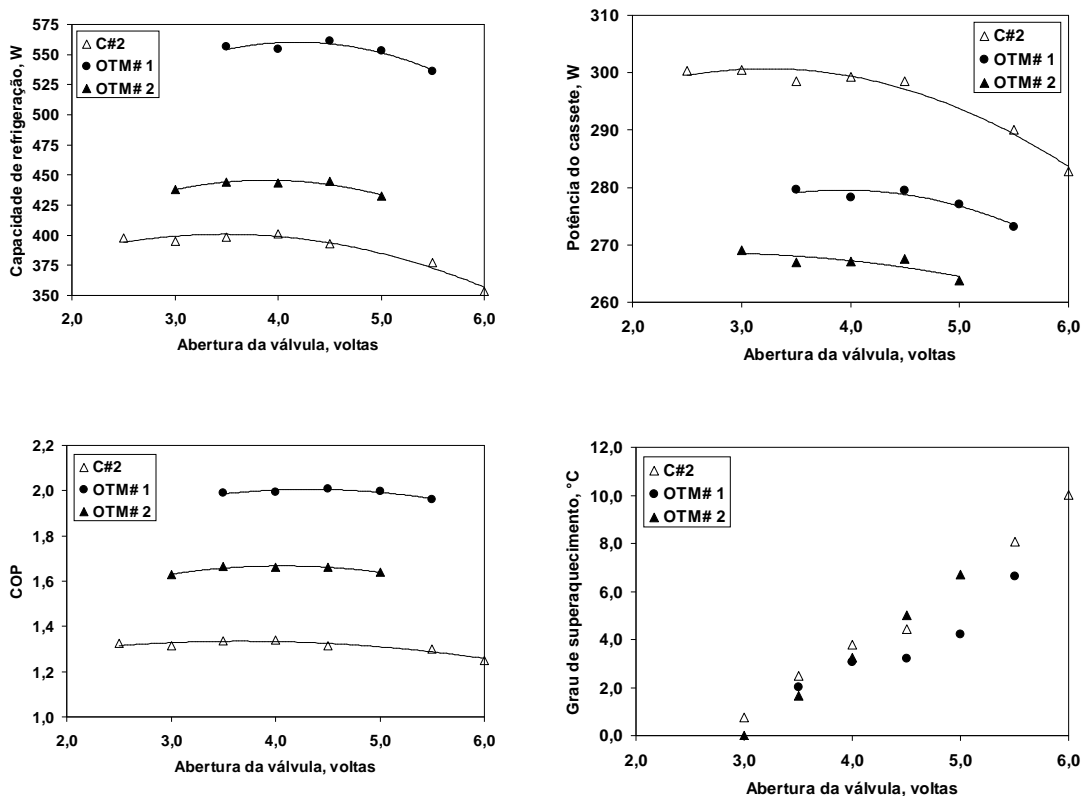


Figura III.3 – Resultados dos testes de ajuste da válvula termostática: a) capacidade de refrigeração; b) potência total do cassete; c) COP e d) Grau de superaquecimento.

As figuras acima mostram que a abertura ótima para a válvula termostática se situa em torno de 4; 4,5 e 3,5 respectivamente para os cassetes C #2, OTM #1 e OTM #2. Destaca-se que para todos os cassetes o desempenho máximo foi obtido com um grau de superaquecimento de aproximadamente 3°C, valor este que foi utilizado nas simulações.