

ALBERTO HERNANDEZ NETO

**ANÁLISE DO DESEMPENHO TÉRMICO DE
EVAPORADORES A BAIXA TEMPERATURA
COM FORMAÇÃO DE NEVE**

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção do
título de Professor Livre Docente do
Departamento de Engenharia Mecânica

Defendida em 28/5/09.

CONSULTA
FT-2714

São Paulo
2009

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Eitaro Yamane pelo exemplo e apoio ao longo de toda a minha vida acadêmica no Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP.

Aos Profs. Drs. José Maria Saiz Jabardo e Marcos de Mattos Pimenta pela orientação e dedicação ao longo da minha vida acadêmica.

À FAPESP e CNPq pelos auxílios e bolsas concedidos.

Aos colegas da Engenharia Térmica do Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP, Arlindo Tribess, Ernani Vitillo Volpe, Flávio Augusto Sanzovo Fiorelli, Guenther Carlos Krieger Filho, Jurandir Itizo Yanagihara e Silvio de Oliveira Jr. pela amizade e apoio ao longo dos anos.

Aos colegas Marcos Antonio Saidel do Departamento de Engenharia Elétrica da EPUSP e Marcelo Romero da Faculdade de Arquitetura e Urbanismo da USP pela profícua parceria ao longo da minha vida acadêmica.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha esposa Inês e ao meu filho Lucas que sempre tornaram tudo mais fácil.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

RESUMO

ABSTRACT

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. História da refrigeração de produtos alimentícios	3
1.2. Processo de formação de neve	4
1.3. Motivação do trabalho	5
1.4. Objetivos do trabalho	6
1.5. Organização do trabalho	7
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
2.1. Processo de formação de neve	8
2.2. Desempenho de trocadores de calor com e sem formação de neve	13
2.3. Correlações para coeficientes de transferência de calor para as condições de escoamento do fluido refrigerante	25
2.4. Correlações para coeficientes de transferência de calor para as condições de escoamento do ar	30
3. APARATO EXPERIMENTAL	34
3.1. Caracterização dos evaporadores	34
3.2. Descrição do aparato experimental	36
3.3. Descrição dos ensaios	41
4. ANÁLISE DE DADOS EXPERIMENTAIS	45
4.1. Efeito dos parâmetros de operação e da geometria sem formação de neve	47
4.2. Efeito dos parâmetros de operação e da geometria com formação de neve	52
5. MODELAGEM MATEMÁTICA	61
5.1. Desenvolvimento do modelo	61
5.2. Etapas de simulação	74
6. VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO	78

7. CONSIDERAÇÕES FINAIS E RECOMENDAÇÕES	81
7.1. Considerações finais	81
7.2. Recomendações de trabalhos futuros	83
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	85

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Distribuição do consumo final energético por fonte de energia (MME,2008).	1
Figura 1.2	Distribuição do consumo final energético por setor (MME,2008).	2
Figura 1.3	Esquema simplificado do conjunto do sistema de refrigeração e câmara frigorífica.	4
Figura 1.4	Evaporador sem neve (a) e totalmente bloqueado pela formação de neve (b).	5
Figura 2.1	Mecanismo de formação de neve em convecção natural (Cf. Irigaray et al., 2004).	9
Figura 3.1	Esquema com as dimensões principais de um evaporador típico.	35
Figura 3.2	Diagrama esquemático do aparato experimental.	37
Figura 3.3	Termopar tipo J.	37
Figura 3.4	Transdutores de pressão e respectiva fonte de alimentação.	38
Figura 3.5	Sensor de temperatura de bulbo seco e umidade relativa.	38
Figura 3.6	Medidor de vazão tipo Coriolis.	39
Figura 3.7	Variador de frequência.	42
Figura 3.8	Conjunto de resistências elétricas (a) Reostato(b).	42
Figura 3.9	Umidificador: vista externa à câmara (a) e vista interna à câmara (b).	43
Figura 3.10	Câmara de vídeo.	39
Figura 3.11	Exemplo de foto retirada de ensaio de trocador sem neve (a) e totalmente bloqueada por neve (b).	44
Figura 4.1	Variação da taxa de transferência de calor em função da temperatura de evaporação (para o evaporador nº4).	47
Figura 4.2	Variação da temperatura de bulbo seco do ar na saída do trocador em função da umidade absoluta (para o evaporador nº5 e temperatura de evaporação= -20°C).	48
Figura 4.3	Variação da taxa de transferência de calor em função da temperatura de evaporação e do número de fileiras para espaçamento de aletas 6,35 mm.	49
Figura 4.4	Variação da taxa de transferência de calor em função da temperatura de evaporação e do número de fileiras para espaçamento de aletas 4,23 mm.	50

Figura 4.5	Taxa de transferência de calor em função do espaçamento de aletas para diferentes temperaturas de evaporação.	51
Figura 4.6	Variação percentual da taxa de transferência de calor em função do espaçamento de aletas para temperatura de evaporação de -10°C .	51
Figura 4.7	Variação da taxa de transferência de calor em função do tempo durante ensaio com formação de neve.	53
Figura 4.8	Comportamento da equação de Gompertz.	54
Figura 4.9	Avaliação do efeito da temperatura de evaporação sobre a duração do processo de formação de neve.	56
Figura 4.10	Avaliação da variação da umidade absoluta devido à redução da temperatura superficial.	57
Figura 4.11	Avaliação da variação do tempo de formação de neve em função do número de fileiras e espaçamento de aletas.	58
Figura 4.12	Avaliação da variação do tempo de formação de neve em função da umidade relativa do ar na seção de entrada do trocador.	59
Figura 4.13	Avaliação da variação da redução percentual da taxa de transferência de calor em função do número de fileiras e espaçamento de aletas.	60
Figura 5.1	Esquema do evaporador e suas principais dimensões.	62
Figura 5.2	Detalhe A do evaporador.	62
Figura 5.3	Principais parâmetros utilizados na modelagem.	64
Figura 5.4	Janela de interface do <i>software Engineering Equation Solver</i> .	70
Figura 5.5	Representação da Linha Reta no diagrama psicrométrico.	72
Figura 5.6	Fluxograma de solução do modelo matemático.	75
Figura 6.1	Comparação entre a taxa de transferência de calor experimental e a avaliada pelo modelo matemático.	79
Figura 6.2	Comparação entre o tempo de formação de neve experimental e o avaliado pelo modelo matemático.	79
Figura 6.3	Comparação entre a redução da taxa de transferência de calor experimental e a avaliada pelo modelo matemático.	80

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Coeficientes c e n da Eq. 2.10 em função da concentração de óleo.	29
Tabela 3.1	Número de fileiras e espaçamento de aletas dos evaporadores ensaiados.	35
Tabela 3.2	Parâmetros medidos no aparato experimental e suas respectivas incertezas.	40
Tabela 4.1	Conjunto parcial de dados típico de ensaio do evaporador nº 1.	46
Tabela 4.2	Dados globais típicos do evaporador nº 1.	46
Tabela 5.1	Comparação de valores de resistência térmica.	66
Tabela 5.2	Variação percentual da taxa de transferência de calor entre resultados de simulação e dados experimentais para diferentes valores de $x_{\text{transição}}$ (evaporador n.º 02 - temperatura de evaporação -15°C).	68

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras maiúsculas

A	matriz de constantes, área;	
B	matriz de coeficientes;	
C	matriz de correção;	
C_p	calor específico;	J/kg.K
D	diâmetro;	m
$D_{A,B}$	difusividade mássica do elemento A no meio B;	m^2/s
G	fluxo mássico;	$kg/m^2.s$
L	comprimento;	m
L_c	comprimento corrigido de aleta;	m
M	massa molecular;	kg
P	pressão;	kPa
S	espaçamento entre tubos;	m
T	temperatura;	K
U	coeficiente global de transferência de calor;	$W/m^2.K$
V	velocidade;	m/s
X	matriz das ordenadas;	
Y	matriz da função y;	
W	massa molecular.	kg/kmol

Letras minúsculas

a	coeficiente de regressão;	adimensional
b	coeficiente de regressão;	adimensional
c	coeficiente de regressão;	adimensional
f	fator de atrito;	adimensional
g	gravidade;	m/s^2
h	entalpia específica, coeficiente de película;	J/kg, $W/m^2.°C$
j	fator de Colburn;	adimensional

k	condutividade térmica;	W/m.K
m	fator de correção para aleta;	adimensional
\dot{m}	vazão mássica;	kg/s
\dot{q}	taxa de transferência de calor;	W
t	tempo, espessura;	s, m
v	volume específico;	m ³ /kg
x	título.	adimensional

Letras gregas

ν	difusividade térmica;	m ² /s
Δ	diferença;	
μ	viscosidade dinâmica;	N.s/m ²
η	rendimento de aleta;	adimensional
ρ	densidade;	kg/m ³
σ	concentração de óleo;	adimensional
ω	umidade absoluta;	kg de vapor/kg de ar seco
ξ	fator de ponderação;	adimensional
ψ	fração molar.	adimensional

Subscritos

	relativo:	
aleta	à aleta;	
ar	ao ar;	
ar seco	ao ar seco;	
atrito	à parcela de atrito;	
aceleração	à parcela de aceleração;	
bifásico	ao escoamento bifásico;	
bulbo seco	à condição de bulbo seco;	
comp	ao compressor;	
condensação	à parcela de calor de condensação;	
coriolis	ao medidor de coriolis;	
D	ao diâmetro do tubo;	

ent	à entrada;
eq	ao valor equivalente;
evap	ao evaporador;
ext	à área externa;
f	ao valor frontal;
fluido refrigerante	ao fluido refrigerante;
h	a hidráulico;
i; int	ao lado interno do tubo;
L	à dimensão longitudinal;
l	a líquido;
lv	à mudança de fase líquido-vapor;
m	ao valor médio;
max	ao valor máximo;
min	ao valor mínimo;
neve	à neve;
óleo	ao óleo;
R	à dimensão transversal;
r	à propriedade reduzida;
s	a valores da superfície;
sai	à saída;
sensível	à parcela de calor sensível;
solidificação	à propriedades de solidificação;
superaquecido	ao fluido superaquecido;
t, total	ao valor total;
transição	ao trecho de transição;
valv	à válvula de expansão;
vapor, v	ao vapor.

Números adimensionais

Fr	número de Froude;
K_f	fator de correção;

Le	número de Lewis;
Pr	número de Prandtl;
Re	número de Reynolds;
St	número de Stanton;
X_{tt}	parâmetro de Lockhart-Martinelli.

SIGLAS

Sigla	Descrição
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ARTI	Air conditioning and Refrigeration Technology Institute
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers
CNPq	Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico
EES	Engineering Equation Solver
EPUSP	Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
FAPESP	Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo
IIR	International Institute of Refrigeration
IPT	Instituto de Pesquisas Tecnológicas
MME	Ministério de Minas e Energia
USP	Universidade de São Paulo

RESUMO

Neste trabalho é realizada uma análise dos processos de transferência de calor e massa envolvidos na operação de evaporadores a baixa temperatura com formação de neve utilizados em câmaras frigoríficas para conservação de produtos alimentícios. Um aparato experimental instrumentado foi construído para permitir a avaliação da taxa de transferência de calor desses evaporadores. Parâmetros de operação e geometria foram definidos e utilizados para embasar a proposição de um modelo matemático desenvolvido para avaliar o comportamento dos evaporadores aqui testados. Foi realizado um levantamento bibliográfico extenso visando avaliar o estágio atual das pesquisas na análise de evaporadores a baixa temperatura com formação de neve. A comparação dos dados experimentais com os resultados do modelo foi realizada para ensaios com e sem formação de neve em diferentes geometrias e condições de operação. No caso da análise do processo de formação de neve, foram propostos dois parâmetros para caracterizar o comportamento dos evaporadores neste processo: o tempo de formação de neve e a redução percentual da taxa de transferência de calor após o bloqueio total do trocador devido à formação de neve. Os resultados obtidos na comparação dos dados experimentais e o modelo matemático mostraram-se adequados com uma incerteza de 12% para 95% dos pontos analisados. O modelo matemático aqui proposto pode ser aplicado no projeto de sistemas de refrigeração para câmaras frigoríficas no sentido de otimizar a operação de degelo dos evaporadores empregados.

ABSTRACT

The research proposed here analyses the process of heat and mass transfer that are involved in the operation of air forced evaporators in low temperature with frosting formation used in refrigerated chambers for conservation of food products. An experimental bench fully instrumented was built to allow the evaluation of the heat transfer rate of the tested evaporators. Operation and geometry parameters were defined and used to provide basis for proposing a mathematical model that was developed to evaluate the behavior of the heat exchangers tested here. An extensive literature review was made in order to evaluate the state of art of the analysis of heat exchangers in low temperature with frosting formation. A comparison between the experimental data and the model results was made for evaporators with different geometries and operation conditions with and without frosting formation. For the frost formation process, two parameters were proposed in order to characterize the behavior of the heat exchanger on that process: the frost formation time and the percentage reduction of the heat transfer rate after the full blockage of the heat exchanger due to the frost formation. The comparison of the experimental data and the mathematical model showed to be adequate with an uncertainty of 12% for 95% of the tested points. The mathematical model proposed in this research can be applied into the design of refrigeration systems for refrigerated chambers in order to optimize the defrost process for the heat exchangers used on those systems.

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

A refrigeração tem um papel cada vez mais importante na sociedade atual por propiciar, por exemplo, conforto térmico em ambientes interiores e permitir a conservação de produtos alimentícios. Na conservação de alimentos, o impacto do uso de sistemas de refrigeração pode ser sentido em toda a cadeia do frio, em que se encontram os grandes frigoríficos com seus túneis de congelamento, as carrocerias frigorificadas para distribuição e as câmaras e balcões frigoríficos para comercialização. A importância desses sistemas pode ser mensurada por meio de uma publicação do Instituto Internacional do Frio (IIR, 2003) que mostra que aproximadamente 15% da energia elétrica consumida no mundo é atribuída aos sistemas de refrigeração e climatização.

Segundo dados do Ministério de Minas e Energia (MME, 2008), na distribuição do consumo final energético por fonte de energia no Brasil, a eletricidade responde por 17,6% deste consumo (Fig. 1.1). Já no consumo por setor (Fig. 1.2), verifica-se que o setor comercial/público, no qual se encontra uma grande parcela dos sistemas de climatização e refrigeração, representa 22,4% do consumo total. Logo, soluções que contemplem reduções do uso de energia nestes sistemas podem contribuir significativamente para o uso mais adequado dos recursos naturais do país.

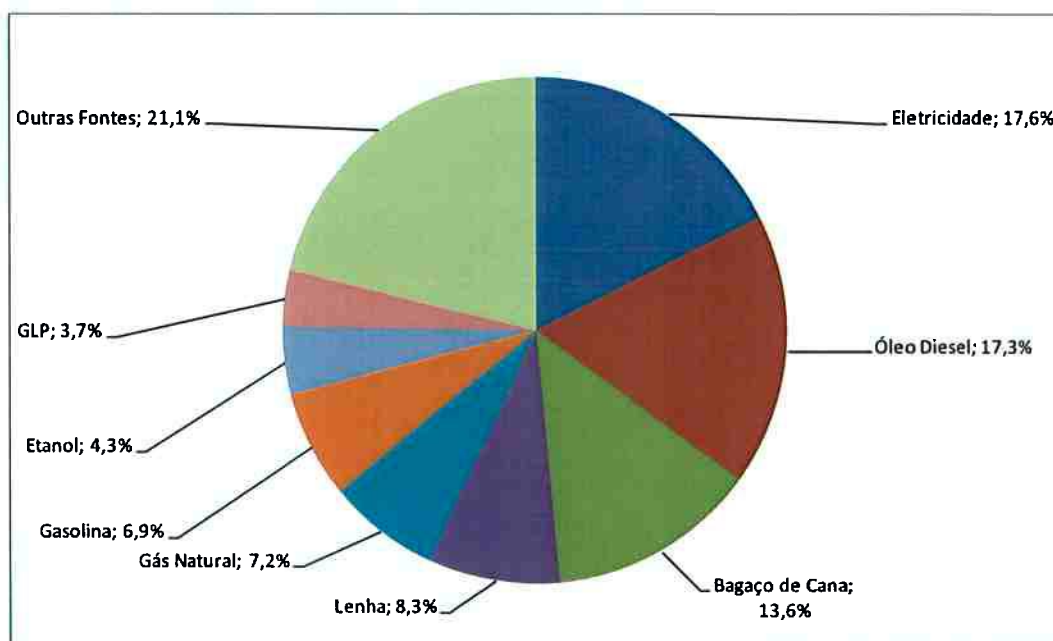


Figura 1.1. Distribuição do consumo final energético por fonte de energia (MME,2008).

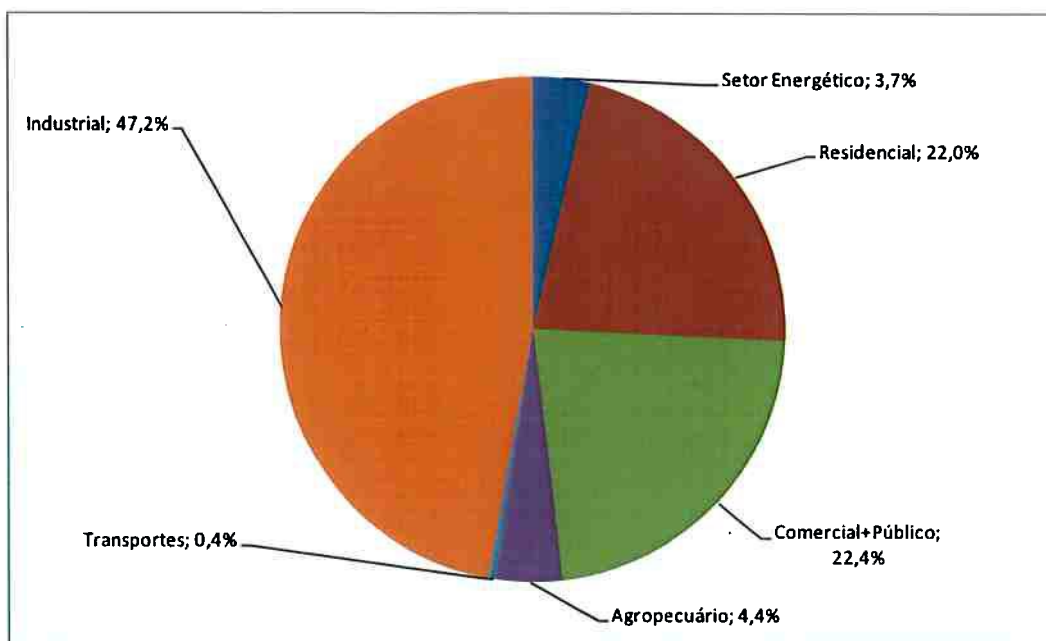


Figura 1.2. Distribuição do consumo final energético por setor (MNE,2008).

Neste contexto, novas tecnologias para trocadores de calor de sistemas de refrigeração devem cumprir dois critérios principais: redução do consumo de energia e melhoria do seu impacto ambiental com o uso de fluidos refrigerantes com efeitos mínimos na destruição da camada de ozônio e no aquecimento global (Parise et al., 2005). O atendimento destes critérios exige trocadores com alta eficiência e de baixa perda de pressão em ambos os fluidos de trabalho (ar e fluido refrigerante). Portanto, a operação destes trocadores deve ser a mais eficiente possível para garantir o uso racional de energia em sistemas de refrigeração.

No caso de sistemas de refrigeração para baixa temperatura, especial atenção deve ser dada à formação de neve e ao seu impacto negativo no desempenho dos evaporadores, tanto na transferência de calor como no aumento da perda de pressão no escoamento do ar.

A formação de neve é um fenômeno complexo e dependente de diversos parâmetros tais como temperatura de bulbo seco do ar, umidade absoluta do ar, temperatura da superfície onde ocorre a deposição de neve, etc. Pode-se acrescentar à complexidade desse fenômeno aspectos relacionados à avaliação das propriedades físicas da neve tais como densidade e condutividade térmica.

O processo de formação de neve passa por diversas fases, e se inicia com uma primeira camada de neve que atua como se fosse uma aleta, intensificando a transferência de calor. Com o passar do tempo, esta camada aumenta sua espessura e modifica a sua estrutura, tornando-se uma camada de material isolante e restringindo também o escoamento do ar no

trocador de calor. Outrossim, é importante destacar que as propriedades físicas da neve, como sua condutividade térmica, variam com a sua densidade.

Conseqüentemente, o estudo do desempenho térmico de evaporadores a baixa temperatura com formação de neve tem um grande potencial para contribuir para o aprimoramento da operação de sistemas de refrigeração, minimizando o seu impacto na matriz energética nacional ao promover a conservação de energia.

1.1 História da refrigeração de produtos alimentícios

O homem percebeu desde os tempos mais remotos que os alimentos podiam ser mantidos por mais tempo e com maior qualidade se fossem expostos ao ar com temperaturas baixas. É interessante notar que existem registros anteriores ao século V A.C. sobre o uso de técnicas para redução da temperatura do ar em ambientes para conservação de alimentos (Thévenot,1979).

Diversos marcos históricos podem ser mencionados para caracterizar a evolução dos sistemas de refrigeração para a conservação de alimentos, podendo-se destacar:

- 1803: primeira caixa de gelo (“ice-box”) doméstica;
- 1869: construção de cinco fábricas de gelo nos Estados Unidos;
- 1874: primeira loja com câmara resfriada com gelo natural;
- 1887: desenvolvimento de um sistema de refrigeração com CO₂;
- 1900: uso mais intenso de compressores com NH₃ e CO₂;
- 1914: primeiros sistemas para congelamento de frutas;
- 1940: aumento da implantação de sistemas de controle de temperatura em câmaras frigoríficas;

De 1940 até os dias atuais, os esforços na evolução dos sistemas de refrigeração foram mais focados na adequação de novos fluidos refrigerantes, na intensificação da transferência de calor dos trocadores de calor e no melhor controle dos processos de resfriamento. Todos estes aspectos estão interligados pela constante preocupação com a otimização do uso de energia nestes sistemas.

O sistema de refrigeração mais utilizado na conservação de produtos alimentícios é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, em que a retirada de calor de um

ambiente (no caso câmaras frigoríficas para conservação de produtos alimentícios) ocorre por meio da vaporização de um fluido refrigerante a baixa pressão no interior dos tubos de um trocador de calor instalado no interior do ambiente. O calor retirado é rejeitado para o ambiente externo por meio da condensação do fluido refrigerante a alta pressão. A Fig. 1.3 apresenta um esquema simplificado do conjunto do sistema de refrigeração e câmara frigorífica. Para este conjunto, a remoção de calor na câmara frigorífica é realizada pelo componente denominado evaporador.

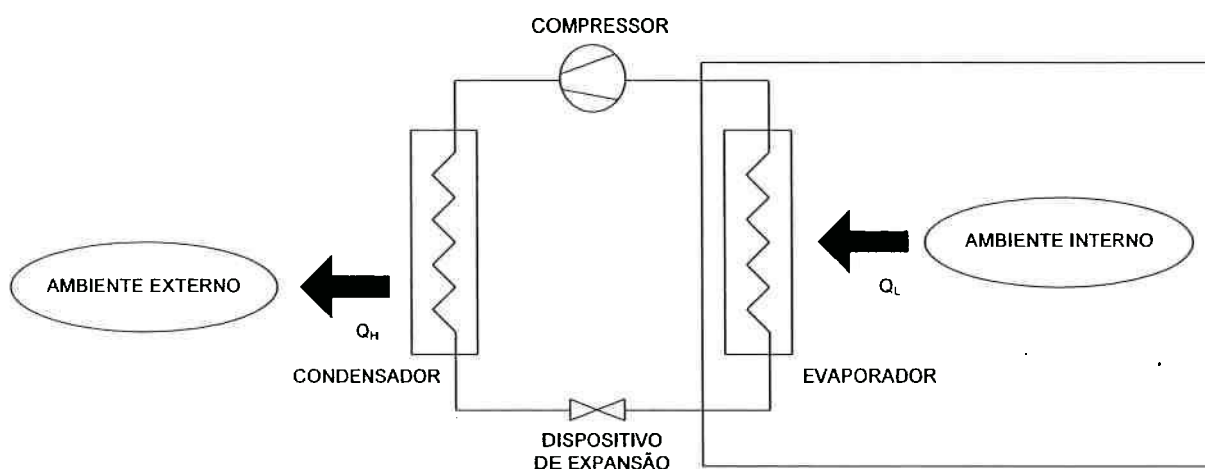


Figura 1.3. Esquema simplificado do conjunto do sistema de refrigeração e câmara frigorífica.

1.2 Processo de formação de neve

Observa-se que, durante a operação de uma câmara frigorífica, ocorre a migração de vapor de água para o interior da câmara devido principalmente à evaporação de água vinda dos produtos alimentícios conservados e à entrada de ar externo proveniente das freqüentes aberturas das portas de acesso à câmara.

Durante o processo de remoção de calor pelo evaporador, a temperatura superficial dos tubos deste trocador atinge valores próximos ou abaixo da temperatura de saturação referente à pressão parcial do vapor de água na mistura de ar seco e vapor de água, promovendo a condensação deste vapor de água. Se a temperatura superficial dos tubos estiver abaixo de 0°C , posteriormente à condensação ocorrerá o processo de solidificação da água condensada, formando uma camada de neve e, posteriormente, de gelo sobre a superfície dos tubos do evaporador. Na Fig. 1.4 pode-se observar um evaporador sem formação de neve e o mesmo evaporador com a sua área de face totalmente bloqueada

pela neve formada durante o processo de remoção de calor.

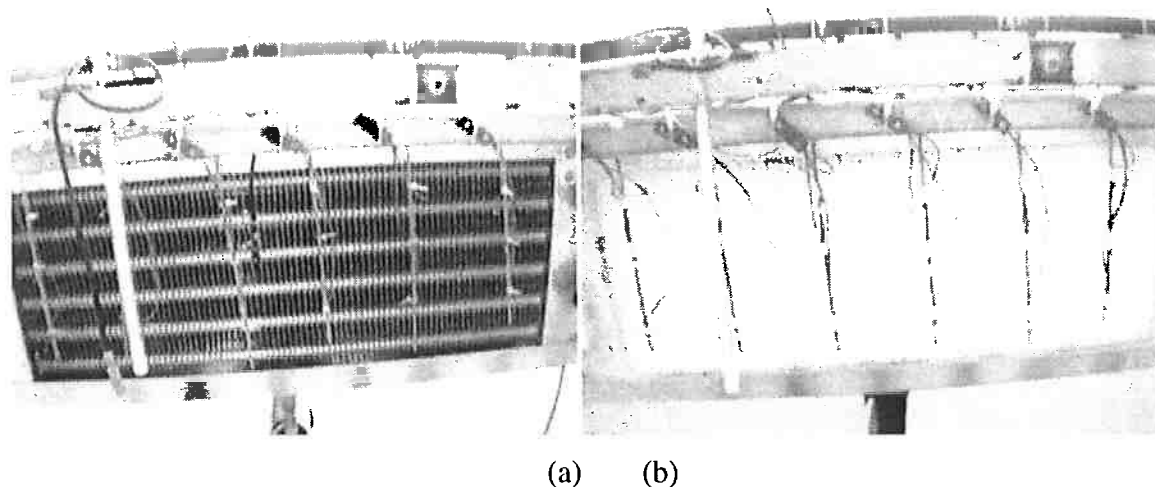


Figura 1.4. Evaporador sem neve (a) e totalmente bloqueado pela formação de neve (b).

O processo de formação de neve é bastante complexo, pois as suas propriedades (densidade e condutividade térmica principalmente) variam continuamente durante a formação da camada de neve. Adicionalmente, devido a estas variações, a temperatura da interface ar-neve se modifica ao longo do tempo e da posição, o que afeta a pressão de vapor de água. As alterações na pressão de vapor de água impõem modificações nas camadas limite térmica e de difusão na superfície dos tubos, o que muda as taxas de crescimento de neve e de transferência de calor. Os primeiros trabalhos a respeito do problema da formação de neve em evaporadores a baixa temperatura são iniciados a partir de 1930 (Padki, 1989) e continuam até hoje, pois existem ainda diversas lacunas e inconsistências encontradas por diversos autores no que se refere ao entendimento dos fenômenos físicos envolvidos.

1.3 Motivação do trabalho

O estudo do comportamento de sistemas de refrigeração tem avançado de forma sistemática ao longo dos anos. Porém, os fenômenos físicos envolvidos nestes sistemas e seus componentes exigem um maior número de pesquisas para a sua melhor compreensão, especialmente o evaporador, por ser o responsável pelo resfriamento de câmaras em sistemas de refrigeração para conservação de alimentos.

Os aspectos relacionados com a intensificação de calor têm sido explorados por um grande número de trabalhos publicados nos últimos anos. Embora o efeito da formação de neve e suas conseqüências para o desempenho dos evaporadores a baixa temperatura têm sido abordados, há ainda diversas lacunas de conhecimento não preenchidas, tais como a avaliação das propriedades físicas da neve em função dos diferentes processos de sua formação e o mecanismo físico de distribuição da neve sobre a superfície dos tubos e aletas dos evaporadores. Da mesma forma, os modelos de avaliação de propriedades físicas da neve e os seus mecanismos de formação também têm sido pouco analisados. Deve-se ressaltar que existem poucos estudos realizados nos quais são avaliados trocadores de calor a baixa temperatura com formação de neve em condições de operação próximas das encontradas em câmaras frigoríficas.

1.4 Objetivos do trabalho

Em função do exposto nos itens anteriores, verifica-se que há uma demanda por pesquisas para a avaliação do comportamento de evaporadores a baixa temperatura com formação de neve. Desse modo, este trabalho objetiva:

- apresentar um panorama do estado da arte do comportamento de evaporadores a baixa temperatura com formação de neve;
- descrever o aparato experimental usado para testar o desempenho de evaporadores a baixa temperatura;
- desenvolver um modelo matemático para previsão do comportamento de evaporadores a baixa temperatura com formação de neve;
- validar o modelo matemático utilizando levantamento de dados por meio do aparato experimental;
- apresentar e discutir os resultados obtidos com base nos levantamentos experimentais e no modelo matemático;
- avaliar os aspectos relacionados à formação de neve para a otimização do processo de degelo.

1.5 Organização do trabalho

No Capítulo 2 será feita uma revisão bibliográfica da literatura aberta com o objetivo de traçar um panorama do estado da arte em desempenho de trocadores de calor a baixa temperatura com formação de neve.

No Capítulo 3 será descrito o aparato experimental utilizado neste trabalho com as características técnicas da sua instrumentação e operação.

No Capítulo 4 serão apresentados os dados experimentais levantados nos ensaios realizados e uma caracterização do comportamento dos evaporadores analisados.

No Capítulo 5 serão descritos o modelo matemático, as hipóteses principais utilizadas, assim como a sua implantação para o desenvolvimento das simulações dos evaporadores em estudo.

No Capítulo 6 será apresentada a comparação entre os dados experimentais e os resultados do modelo matemático.

No Capítulo 7 serão apresentadas as principais conclusões deste trabalho, bem com as recomendações para trabalhos futuros no estudo dos fenômenos físicos analisados e do comportamento do componente em estudo. Finalmente, após o Capítulo 7 serão apresentadas as referências bibliográficas utilizadas neste estudo.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A complexidade e a amplitude de aspectos relacionados ao comportamento de evaporadores a baixa temperatura com formação de neve exige que a revisão bibliográfica deste trabalho seja organizada na forma de determinados temas relacionados, o que permitirá uma melhor visão das pesquisas desenvolvidas até o momento sobre este assunto.

Sendo assim, a revisão bibliográfica deste estudo foi dividida nos seguintes itens: análise do processo de formação de neve, avaliação do desempenho de evaporadores com e sem formação de neve e análise de correlações para coeficientes de transferência de calor para as condições de escoamento do fluido refrigerante e do ar.

2.1. Processo de formação de neve

O processo de formação de neve envolve aspectos relacionados a complexos fenômenos de transferência de calor e massa simultâneos que são influenciados por alguns parâmetros, tais como: regime de escoamento, geometria e acabamento da superfície onde ocorre a formação de neve. Os trabalhos aqui apresentados permitem avaliar a complexidade do processo de formação de neve em evaporadores a baixa temperatura.

Hayashi et al. (1977 apud Storey et al. 1999) avaliam o processo de formação da neve em escoamentos com convecção forçada, dividindo-o em três fases:

- (a) crescimento do cristal, em que ocorre um crescimento unidirecional dos cristais de neve na direção perpendicular à superfície onde há congelamento;
- (b) crescimento da camada de neve, em que cristais de neve interagem com outros cristais, resultando em uma camada de neve uniforme;
- (c) crescimento completo da camada de neve, em que a superfície da neve atinge estabilidade estrutural.

Os autores mostram que a duração de cada período e a forma dos cristais de neve são fortemente dependentes da temperatura da superfície de congelamento e da diferença de concentração de vapor d'água entre o fluxo de ar e a superfície de congelamento.

Uma descrição de mecanismo semelhante é apresentada por Irigorri et al (2004) ao citarem os trabalhos desenvolvidos por Tao et al (1993), Kaviany(1994) e por Hao et al. (2005) para convecção natural (Fig. 2.1). No primeiro instante, denominado de período de nucleação de gotas, gotículas de água no estado subresfriado entram em contato com a superfície. Em seguida, ocorre um novo processo, denominado coalescência, em que se inicia a transformação destas gotículas de água em partículas de gelo. Após o período de coalescência, passa-se ao período de crescimento de cristal, em que há o aparecimento de pequenas protuberâncias ainda com uma não uniformidade estrutural dos cristais. Finalmente, há o período de crescimento da camada de neve, caracterizada por um aumento da espessura da camada e por uma maior homogeneidade dos cristais que passam a ter características de meio poroso.

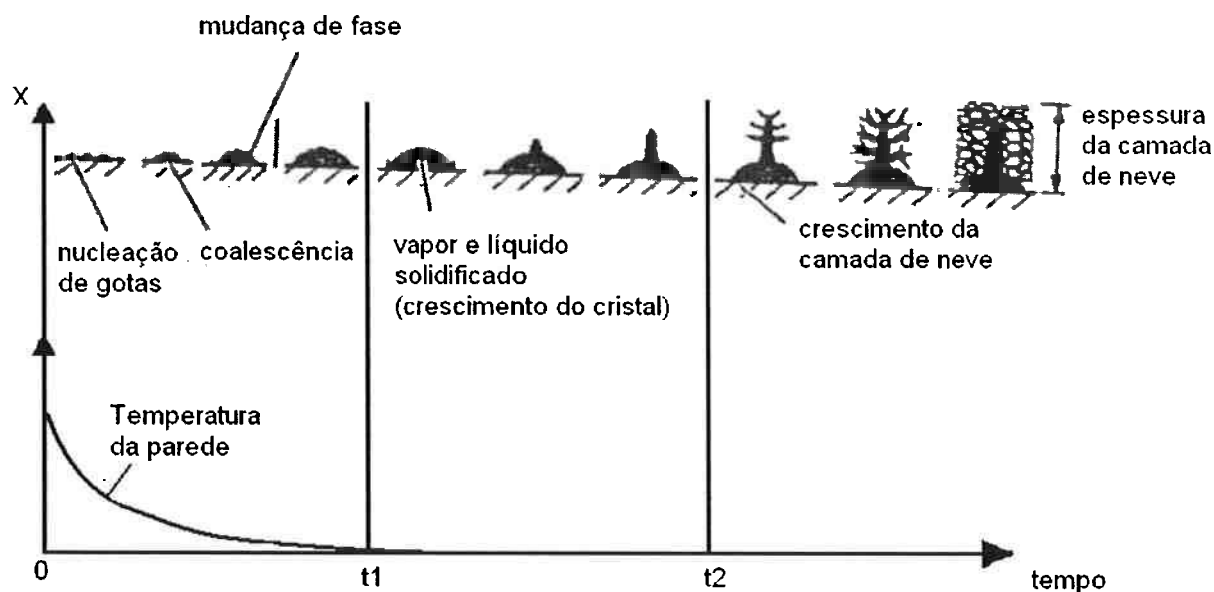


Figura 2.1. Mecanismo de formação de neve em convecção natural (Cf. Irigorri et al., 2004).

Irigorri et al (2004) apresentam também uma revisão detalhada de diversos modelos para formação de neve da seguinte forma:

- 15 modelos para cálculo da condutividade térmica da neve, em que 14 são relacionados com a geometria de placa plana horizontal e 01 com cilindro horizontal;

- 05 modelos para cálculo da densidade da neve, em que 04 são para a geometria de placa plana horizontal e 01 para placa plana vertical;
- 06 modelos para avaliação da espessura da neve, em que 04 são para a geometria de placa plana horizontal e 02 para placa plana vertical;
- 12 modelos para avaliação de coeficientes de transferência de calor, em que 01 é para seção anular concêntrica, 03 são para placa plana lisa, 04 são para cilindro horizontal, 02 são para placas paralelas e 01 é para placa plana rugosa;
- 14 modelos para crescimento da neve, em que 09 modelos são para placa plana, 03 são para placas paralelas, 01 é para superfície com aletas e 01 é para cilindro vertical.

A maioria dos modelos apresentados por Irigorri et al (2004) avalia o processo de formação de neve com temperaturas superficiais abaixo do ponto de congelamento e temperaturas ambientes acima do ponto de congelamento. Verifica-se que estudos com formação de gelo com temperaturas ambiente e de superfície abaixo do ponto de congelamento são em pequeno número. Sobre estes últimos estudos, admite-se que a temperatura da interface ar-neve está próxima da condição de liquefação. Entretanto, várias avaliações experimentais mostram que esta temperatura encontra-se abaixo do ponto de congelamento. Nota-se também que ainda há necessidade de estudos mais aprofundados sobre o fenômeno de formação de neve e a sua relação com a temperatura da superfície dos trocadores, a fim de definir melhores estratégias para o controle de degelo. Com base na análise dos modelos apresentados por Irigorri et al (2004), pode-se afirmar que existe uma tendência para o desenvolvimento de modelos mais baseados nos fenômenos físicos envolvidos no processo de formação de neve, que poderiam ser adotados na simulação de evaporadores com a temperatura abaixo do ponto de congelamento, permitindo o melhor dimensionamento destes trocadores.

Schneider (1978) analisa a formação de neve no processo físico de formação, utilizando parâmetros como pressão parcial do vapor na temperatura do tubo e na saturação. Ele propõe uma equação para avaliar a espessura da camada de neve que leva em consideração a temperatura de fusão da neve e a temperatura de interface ar-neve e outros parâmetros com uma incerteza de 3,7%. Ele verifica que o número de Reynolds não afeta a formação de neve, e conclui que a formação de neve independe do regime de escoamento. Constata-se que esta afirmação não é adequada, pois resultados de outros autores (Ismail et

al., 1997; Lee&Ro, 2001) demonstram que o regime de escoamento tem uma contribuição significativa no processo de formação de neve.

Ismail et al. (1997) apresentam modelo bidimensional para a avaliação das propriedades locais durante o processo de formação da neve. Neste modelo, a distribuição espacial de velocidades em torno de um cilindro é solucionada com o uso de funções de corrente e vorticidade. Com a distribuição espacial de velocidades resolvida, passa-se a avaliar a distribuição espacial de temperatura e umidade que permite calcular os coeficientes locais de transferência de calor e massa. Estes coeficientes, por sua vez, alimentam um modelo de dois estágios que permite avaliar as propriedades da neve, como densidade, espessura da camada e sua temperatura. Estas simulações foram realizadas para números de Reynolds entre 200 e 400 e a comparação com dados experimentais mostra que o modelo tem uma incerteza média de 5%, que pode ser considerado um resultado muito bom em relação aos demais trabalhos analisados. O modelo proposto por Ismail et al. (1997) permite uma avaliação adequada do comportamento das propriedades da neve nas condições estudadas, porém a faixa do número de Reynolds por ele estudada está muito abaixo das condições avaliadas no presente trabalho.

Lee & Ro (2001) analisam a formação de neve sob um cilindro horizontal em que é realizada a medição da espessura e temperatura superficial da camada de neve em quatro posições do cilindro (superior, inferior, frontal e traseira) simultaneamente, com uma incerteza de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$. As condições experimentais estavam restritas aos seguintes valores: tempo de experimento: 0 a 180 minutos; umidade absoluta: 2,5 a 3,54 g de vapor d'água/kg de ar seco; temperatura do ar: 9,6 a 20,3 $^{\circ}\text{C}$; temperatura superficial do cilindro: -17 $^{\circ}\text{C}$; número de Reynolds: 10.430 a 18.200. Deve-se acrescentar que este é um dos poucos trabalhos encontrados na literatura que avalia a formação de neve em condições de baixa umidade absoluta. Os autores constatarem a partir dos dados apresentados que:

- a espessura da camada de neve nas posições frontal e traseira tem um aumento maior ao longo do tempo que nas posições superior e inferior;
- um aumento da condutividade térmica da neve é observado em todas as posições com valores maiores para as posições frontal e traseira em relação às outras posições;
- aumentos da umidade absoluta promovem aumentos na espessura da camada de neve para um mesmo intervalo de tempo;
- a espessura da camada de neve é diretamente proporcional à temperatura do ar;

Lee&Ro (2001) diferenciam duas situações para a formação de neve. Na primeira situação, a temperatura de orvalho do ar é menor que a temperatura de congelamento. Nesta situação, o mecanismo de formação de neve é dominado pelo fenômeno de sublimação que contribui mais para a modificação da densidade da neve do que para o aumento da espessura da camada. Quando a temperatura de orvalho é maior que a temperatura de congelamento, o gradiente de concentração de vapor d'água é mais suave e verifica-se um aumento da espessura da camada com variações pequenas na densidade da neve. Os resultados apresentados pelos autores indicam a necessidade de que as temperaturas de bulbo seco e da superfície onde ocorre a deposição da neve devam ser consideradas na modelagem matemática proposta neste trabalho.

White & Cremers (1981) apresentam uma modelagem para a formação de neve por meio do balanço de energia e massa na camada de neve, em que é definida uma condutividade térmica equivalente da neve que leva em conta os efeitos de condensação de vapor. A modelagem é comparada com dados experimentais levantados por meio de aparato que consiste em uma placa posicionada em um duto onde as condições de entrada do ar e da temperatura superficial da placa são controladas. O modelo, assim como os resultados experimentais, mostra que durante o processo de formação de neve a taxa de transferência de calor e massa atinge valores constantes após determinado instante, e que os valores da densidade e da condutividade térmica da neve aumentam durante o processo. O trabalho de White & Cremers (1981) demonstra, portanto, que o modelo matemático a ser proposto deve levar em consideração a taxa de variação das propriedades físicas da neve.

Yang et al. (2004) apresentam uma análise em que são propostas correlações adimensionais para prever as propriedades da neve formada sobre placas frias. As correlações são validadas em bancada experimental, onde os seguintes parâmetros de operação são variados: temperatura de bulbo seco do ar, velocidade do ar, umidade absoluta e temperatura da placa fria. A espessura, densidade, temperatura da superfície, condutividade térmica efetiva, coeficientes de transferência de calor e massa da camada de neve são correlacionadas com o número de Reynolds, número de Fourier, umidade absoluta e temperatura adimensional definida por meio de análise dimensional. A incerteza máxima das correlações propostas em relação aos dados experimentais é de 10 % para uma faixa de aplicação definida em: temperatura do ar de 5 a 15°C; velocidade do ar de 1,0 a 2,5 m/s, umidade absoluta de 0,00322 a 0,00847 kg de vapor d'água/kg de ar seco e temperatura de superfície fria de -35 a -15°C. O estudo destes autores reforça os aspectos mais importantes a serem considerados na

modelagem do fenômeno de formação de neve que auxiliarão o desenvolvimento do modelo deste trabalho.

Mao et al. (2001) desenvolvem correlações para avaliação de concentração mássica, espessura, densidade e condutividade térmica efetiva da neve. Além disso, no trabalho são avaliadas correlações para os coeficientes de transferência de calor e massa, relacionados aos respectivos adimensionais de Nusselt e de Sherwood, para placas em condições de baixa temperatura, cuja incerteza avaliada em função de diversos parâmetros variou entre 16 a 30%. As correlações apresentadas por Mao et al. (2001) reforçam os resultados da pesquisa de Yang et al. (2004), e também servirão de base para a definição das correlações e equações constitutivas a serem utilizadas no modelo matemático proposto neste trabalho.

Mago et al. (2003) apresentam um modelo semi-empírico para a transferência de calor e massa em superfícies cilíndricas sob condições supersaturadas com formação de neve. O modelo tem uma concordância boa (incerteza média de $\pm 10\%$) quando comparado com dados obtidos na literatura. Deve-se ressaltar que a pesquisa de Mago et al. (2003) auxilia a compreensão dos fenômenos físicos relacionados com a formação de neve, porém as condições analisadas são muito diferentes das que ocorrem nos ensaios realizados no presente trabalho e, portanto, o modelo proposto pelos autores não poderá ser utilizado na modelagem matemática a ser desenvolvida aqui.

Pode-se concluir que, com base nos trabalhos mencionados neste subitem, para a avaliação experimental e a modelagem do processo de formação de neve em evaporadores devem ser considerados vários parâmetros, tais como a temperatura da superfície onde ocorre a formação de neve, a velocidade, temperatura e umidade absoluta do ar e a geometria das superfícies. Isto porque estes parâmetros afetam significativamente a estrutura do cristal de neve formado e, conseqüentemente, as suas propriedades físicas. Estas, por sua vez, modificam o comportamento térmico das superfícies dos evaporadores em que se depositam, impondo reduções na taxa de transferência de calor destes evaporadores, degradando a sua eficiência térmica.

2.2. Desempenho de evaporadores com e sem formação de neve

Adicionalmente à complexidade do processo de formação de neve, a representação do comportamento de evaporadores com e sem formação de neve mostra-se como um desafio ainda maior. Os trabalhos aqui analisados apresentam alguns aspectos importantes a serem

considerados na representação dos fenômenos associados ao desempenho destes evaporadores.

Niederer (1976) avalia o efeito da formação de neve nos tubos e aletas em alguns parâmetros relacionados à taxa de transferência de calor em evaporadores para diferentes espaçamentos de aletas nos tubos. As principais conclusões desse trabalho são:

- o acúmulo de neve prejudica a capacidade do evaporador e a eficiência do sistema;
- o fluxo de ar no evaporador diminui com a formação de neve, o que também prejudica o seu desempenho;
- evaporadores com espaçamento de aletas maior têm menor prejuízo na sua capacidade para as mesmas condições de formação de neve;
- a energia gasta para o degelo deve ser levada em conta no cálculo da carga térmica de projeto, pois pode representar até 10% da carga térmica total da câmara frigorífica.

O trabalho de Niederer (1976) avalia que reduções de até 40% na taxa de transferência de calor podem ser atingidas durante o processo de formação de neve e reforça o fato de que o espaçamento de aletas é uma das mais importantes variáveis a serem consideradas na modelagem matemática de evaporadores com tubos aletados.

Machielsen et al. (1989) avaliam a influência da formação de neve e do degelo no desempenho de evaporadores. Eles alertam para o fato de que o aumento da camada de neve causa uma resistência adicional à transferência de calor e ao escoamento de ar. Isto diminui a eficiência do evaporador e aumenta o consumo de energia, pois o degelo também aumenta o calor a ser retirado pelo sistema. Neste artigo é apresentado um novo parâmetro, chamado de capacidade efetiva de refrigeração, para auxiliar na avaliação de uma frequência ótima de degelo e assim obter um custo operacional mínimo. Para cada evaporador, avalia-se a capacidade efetiva, corrigindo-se a taxa de transferência de calor do evaporador sem formação de neve em função da resistência adicional imposta pela camada de neve formada. Para a avaliação de frequência ótima de degelo, define-se qual o nível de redução desejada da capacidade para o evaporador analisado e calcula-se, por meio do modelo proposto, o tempo necessário para se atingir esta redução e assim definir o início do processo de degelo. Esse trabalho apresenta uma avaliação do processo de formação de neve em evaporadores que pode

ser usado para ampliar o espectro de parâmetros a serem analisados nos estudos relacionados ao desempenho de evaporadores.

Gates et al. (1967) e Huffman et al. (1967) analisam 14 evaporadores com diversas geometrias, em que são variados o espaçamento de aletas e o número de fileiras. Para estes evaporadores, são medidos os coeficientes de troca de calor e perda de pressão no escoamento do ar. As seguintes conclusões são obtidas:

- a perda de pressão no escoamento do ar é o parâmetro mais afetado pela formação de neve;
- em função do aspecto aleatório da formação de neve, há uma dispersão razoável dos dados experimentais, mas as tendências de comportamento são bem definidas;
- o coeficiente de troca de calor médio decresce com o aumento da umidade absoluta e cresce com o aumento da velocidade do ar;
- quatro adimensionais foram propostos: H para transferência de calor, F para perda de pressão, W para transferência de massa e θ para o tempo;
- o adimensional de coeficiente de transferência de calor (H) com relação ao valor sem deposição de neve é função do adimensional de transferência de massa (W) multiplicado por um fator de escala;
- o adimensional de perda de pressão com relação ao valor sem deposição de neve é função do adimensional de transferência de massa e o adimensional de tempo;
- para um espaçamento de aletas constante e diferentes números de fileiras, o adimensional H é levemente dependente do número de fileiras e decresce com o aumento do adimensional W;
- para um espaçamento de aletas constante e diferentes números de fileiras, o adimensional F tem um máximo, que depende do adimensional do tempo, do número de fileiras e do adimensional de transferência de massa;
- para diferentes espaçamentos de aletas e número de fileiras constante, o adimensional H cresce com o espaçamento e com o crescimento do adimensional W. O adimensional de perda de pressão F decresce com o espaçamento de aletas e com a redução do adimensional W;
- a relação $q/\Delta p$ (q = fluxo de calor e Δp = perda de pressão) atinge um máximo e depois decresce quando se varia o espaçamento de aletas. Isto ocorre pois, apesar

de tanto q e Δp crescerem com o espaçamento, o gradiente de crescimento de Δp é maior que q .

As pesquisas realizadas por Gates et al. (1967) e Huffman et al. (1967) contribuem de forma significativa no entendimento dos aspectos relacionados ao comportamento de evaporadores, definindo novos parâmetros adimensionais para o estudo dos fenômenos físicos envolvidos.

Kim et al. (2001) avaliam experimentalmente os aspectos de transferência de calor e massa em um evaporador de tubos aletados de um sistema de refrigeração doméstica. O coeficiente de transferência de calor no escoamento do ar é medido e a espessura de neve é avaliada por meio de visualização do processo de formação de neve, e também calculada com base nos balanços de energia entre os escoamentos de ar e fluido refrigerante. Os autores verificam que a variação da taxa de formação de neve é diretamente proporcional ao aumento da umidade relativa do ar e da vazão de ar, bem como à redução das temperaturas de bulbo seco do ar e do fluido refrigerante. Os autores ressaltam que o aumento da espessura da camada de neve nos evaporadores produz uma redução da vazão de ar devido à redução da área de passagem do escoamento e ao aumento de atrito causado pela camada de neve. A taxa de transferência de calor sofre um pequeno aumento no início do processo de formação de neve e depois se reduz significativamente. Isto ocorre porque no início do processo de formação de neve, há um aumento da área de transferência de calor, produzindo um aumento na taxa de transferência de calor. À medida que a camada de neve aumenta, esta camada passa a atuar como isolante, reduzindo assim a taxa de transferência de calor. Apesar dessa pesquisa estar direcionada para um sistema de refrigeração diferente dos analisados neste trabalho, foi possível avaliar o impacto da formação de neve no desempenho de evaporadores e com isso ampliar o conhecimento sobre esse fenômeno para o presente trabalho.

Horuz et al. (1998) apresentam uma análise teórica experimental em evaporadores com aletas de placa lisa com resfriamento a ar. São estudados diversos parâmetros que afetam a taxa de transferência de calor destes evaporadores, a saber: velocidade do ar, espaçamento de aletas, diâmetro do tubo, temperatura do evaporador, fluido refrigerante e altura da camada de neve. Os autores verificam que aumentos de velocidade de ar e do diâmetro do tubo aumentam a capacidade de transferência de calor. Esta capacidade aumenta dependendo do fluido refrigerante utilizado e na seguinte ordem crescente: R-12, R-134a, R-502, R-717. O aumento do espaçamento das aletas diminui a capacidade de transferência de calor, enquanto

o aumento da altura da neve (0 a 3,5 mm) tem efeito oposto. Nesse trabalho são realizadas comparações entre valores de capacidade avaliados experimentalmente, resultados numéricos de modelos semi-empíricos e dados coletados de catálogos de fabricantes dos evaporadores testados. Nessa comparação conclui-se que os valores fornecidos pelos fabricantes são de 15 a 30% maiores que os avaliados pelos experimentos e modelos. Isto mostra que os modelos adotados pelos fabricantes devem ser reavaliados, em função do superdimensionamento da taxa de transferência de calor verificado pelos autores, o que demonstra a importância deste presente trabalho no sentido de contribuir para o melhor dimensionamento dos evaporadores para sistema de refrigeração comercial.

Kondepudi et al. (1990) avaliam os efeitos de diferentes tipos de aletas no desempenho de evaporadores com formação de neve. No aparato experimental foram utilizados atomizadores de água para o controle da umidade relativa na entrada da seção de testes e sensores de umidade relativa para sua medição. A umidade relativa variou de 60 a 85 % e foram testadas aletas do tipo plana, ondulada e ventilada (“louver”), sendo que a última apresentou o maior crescimento de neve, mantidas constantes a área frontal, o espaçamento entre tubos e o espaçamento das aletas. Os autores avaliam que isso ocorreu porque a aleta ventilada tem maior área de contato e, conseqüentemente, permite uma maior transferência de calor e massa. As aletas lisa e ondulada não apresentam diferenças significativas na acumulação de neve, o mesmo ocorrendo com a perda de carga. Para maiores valores de umidades relativas e velocidades do ar, observa-se um aumento da taxa de formação de neve pra todos os tipos de aleta.

Os autores ainda avaliam o efeito no coeficiente de transferência de calor sensível para diferentes espaçamentos de aletas e umidade relativa, verificando que, em todos os casos, há uma diminuição do coeficiente de transferência de calor à medida que a espessura da camada de neve aumenta. Avalia-se também a queda na diferença de entalpia entre a seção de saída e entrada do evaporador, constatando-se que espaçamentos menores permitem menores quedas de entalpia. Para ambientes com alta umidade relativa, evaporadores com espaçamento maior têm uma menor deposição de neve, amenizando a degradação da transferência de calor. A aleta ventilada apresenta a maior redução de entalpia entre a seção de entrada e saída do evaporador devido à promoção de maior troca de calor latente e sensível. Avalia-se também a efetividade do trocador, cuja definição proposta no artigo utiliza-se das entalpias e não das temperaturas envolvidas no processo.

A efetividade proposta por Kondepudi et al. (idem) aumenta com o aumento da umidade e da densidade de aletas, pois os dois parâmetros promovem aumentos da diferença de entalpia entre a seção de entrada e saída dos trocadores de calor analisados. O aumento da velocidade de face gera um aumento na efetividade, uma vez que o aumento da velocidade promove uma maior turbulência no escoamento do ar. No caso da aleta ventilada, valores de efetividade maiores que as outras geometrias de aleta são obtidos, pois essa geometria intensifica a turbulência no escoamento do ar. A pesquisa de Kondepudi et al. (1990) enfatiza a importância do uso adequado de modelos para a intensificação de calor em evaporadores para melhor representar o seu desempenho na simulação desses componentes durante o processo de resfriamento do ar com formação de neve.

Ogawa et al. (1993) apresentam um estudo do comportamento de evaporadores com aletas lisas e com formação de neve. São testadas diversas geometrias e formas de aletas, assim como é analisado o efeito promovido pela modificação do posicionamento das aletas e dos tubos na transferência de calor dos trocadores analisados. Essa modificação resume-se a dois tipos: frontal e lateral. A modificação frontal é feita por meio de modificações no espaçamento das aletas na entrada do escoamento de ar. Já a modificação lateral é realizada por instalação de aletas de largura diferente ou mesmo realizando cortes em parte das aletas. Além dessas modificações, os autores analisam o efeito promovido pela variação da largura das aletas. Os resultados mostram que a modificação frontal reduz o bloqueio na parte frontal do trocador e a perda de pressão no escoamento do ar. Porém, a modificação lateral promove aumentos maiores na taxa de transferência de calor, pois parte do ar é forçada a escoar para a parte de trás do trocador. A variação da largura da aleta melhora o desempenho dos evaporadores durante o processo de formação de neve, uma vez que promove uma melhor distribuição da neve na superfície das aletas, reduzindo a espessura da camada de neve e, conseqüentemente, minimizando o efeito de isolamento térmico da neve. Este parâmetro (largura da aleta) revelou-se importante na modelagem de trocadores de calor com formação de neve.

Storey & Jacobi (1999) analisam a formação de neve em evaporadores com geradores de vórtices para intensificação de calor para aplicações em refrigeração. Na bancada experimental montada pelos autores, avalia-se que o crescimento de neve nas condições dos experimentos (temperatura superficial: -23 a -6°C; número de Reynolds: 300 a 2500, umidade relativa: 30 a 70%) é independente do número de Reynolds e proporcional à raiz quadrada do tempo de formação de neve. Por meio de visualização do escoamento, verificam o processo

de formação de neve principalmente no que diz respeito à sua taxa de formação. Os autores baseiam as suas análises em um conjunto de adimensionais que permitem uma análise mais apropriada do fenômeno.

Finalmente, Storey & Jacobi (*idem*) verificam que a presença de vórtices induz um aumento de 7,2% na espessura da neve em relação às superfícies lisas. Porém, os autores também verificam que a presença de vórtices modifica o processo de formação de neve e suas propriedades físicas, reduzindo a sua resistência térmica. Dessa forma, os autores concluem que a presença de vórtices simultaneamente intensifica a transferência de calor e reduz a resistência térmica da neve, promovendo um aumento global na transferência de calor da serpentina. Avaliações relacionadas à perda de pressão no escoamento do ar devido à presença de neve nas seções de testes não são realizadas. Deve-se ressaltar que, com base em trabalhos apresentados por Zogbi (2004), a presença de vórtices promove um aumento na perda de pressão no escoamento do ar, o que implica o redimensionamentos dos ventiladores dos trocadores para garantir as vazões de ar adequadas.

Watters et al. (2001) apresentam estudo realizado em evaporadores de bombas de calor onde se avalia o efeito do espaçamento de aletas neste trocador de calor. Os resultados são comparados em relação a um evaporador de três fileiras com um espaçamento de 800 aletas/m. Outros dois evaporadores são testados e possuem fileiras com 600 e 1000 aletas/m. Os evaporadores são testados para as seguintes condições: temperatura do ar $-2,2^{\circ}\text{C}$ e umidade relativa de 90% (umidade absoluta de 2,8 g de vapor/kg de ar seco) e temperatura do ar $1,7^{\circ}\text{C}$ e umidade relativa de 95% (umidade absoluta de 4,1 g de vapor/kg de ar seco). O principal objetivo do trabalho é verificar se diferentes espaçamentos no mesmo trocador propiciam um retardamento no processo de formação de neve e reduções no tempo de degelo. Constata-se que o aumento do espaçamento aumenta o tempo de degelo em 6% e reduz a eficiência do ciclo em 9,7% em relação ao sistema com trocador de calor sem aletas nos tubos. Isto evidencia, portanto, o fato de que o espaçamento de aletas é um parâmetro que deve ser incluído na modelagem dos trocadores de calor com formação de neve.

Deng et al. (2003) analisam a influência da formação de neve no desempenho de evaporadores aletados externamente com espaçamentos de 6, 8 e 10 mm para diferentes valores de parâmetros como temperatura de evaporação e a velocidade do ar. Para avaliação do desempenho do trocador é empregada a diferença média logarítmica de temperaturas e de entalpias. Com base nos dados avaliados na bancada experimental construída pelos autores, verifica-se que com o aumento da espessura da camada de neve:

- o coeficiente global de calor inicialmente cresce e depois decresce;
- quanto menor o espaçamento das aletas, mais rapidamente o coeficiente global decresce chegando a níveis menores que 50% em relação ao trocador sem neve.

Esses resultados demonstram que o uso de espaçamento maior é mais indicado para reduzir a taxa de formação de neve quando as condições de operação forem propícias.

Yan et al. (2003) apresentam resultados experimentais relativos à avaliação de evaporadores com aletas lisas com formação de neve em função de diversos parâmetros como: temperatura de bulbo seco e umidade relativa do ar, vazão de ar, temperatura do fluido refrigerante, altura das aletas e número de fileiras. O desempenho dos trocadores é avaliado em termos da taxa de transferência de calor, do coeficiente global de transferência de calor e da perda de pressão. Com relação ao aumento da espessura da camada de neve, pode-se observar que:

- para aumentos da vazão de ar e de temperatura e umidade relativa do ar ocorre uma redução da taxa de transferência de calor (\dot{q}) e do coeficiente global de transferência de calor (U) e um aumento da perda de pressão (ΔP);
- para aumentos da temperatura do fluido refrigerante e da altura de aletas ocorre aumento do coeficiente global de transferência de calor (U) e uma variação desprezível da taxa de transferência de calor (\dot{q}) e da perda de pressão (ΔP).

A pesquisa de Yan et al. (2003) fornece informações sobre o comportamento de evaporadores com tubos aletados que serão incorporadas na fase de modelagem matemática deste trabalho.

Hoffenbecker et. al (2005) apresentam um modelo para o degelo em evaporadores com uso de fluido refrigerante no estado de vapor superaquecido (conhecido como “degelo a gás quente”). No modelo são utilizados como parâmetros a temperatura de bulbo seco e a umidade relativa do ar ambiente, a geometria do evaporador, a espessura e densidade da camada de neve e a temperatura do gás quente na entrada do evaporador. O modelo discretiza o evaporador e realiza balanços de energia e massa de forma a caracterizar os processos de transferência de calor e massa durante o processo de degelo. Os resultados apresentam boa

consistência quando comparados a dados experimentais obtidos na literatura aberta e mostram que a temperatura ótima do gás quente é função da massa acumulada e da densidade de neve.

Chen (2000) e Chen et al. (2000a; 2000b) apresentam pesquisas relacionadas ao modelo para formação de neve em evaporadores tipo placa. O modelo é fundamentado em equações relacionadas com meios porosos e transferência de calor unidimensional transitória para a camada de neve e com condução de calor bidimensional para as aletas. Esse modelo avalia, para vazão de ar constante no trocador de calor em um período de quatro horas, um aumento da perda de pressão ao longo do trocador de 900% e uma redução na transferência de calor de 20%. Deve-se ressaltar que o modelo proposto pelos autores não contempla o estágio inicial da formação da neve. Como o objetivo do trabalho está nos estágios finais de formação de neve, as propriedades da neve no estágio inicial foram estimadas apenas para fornecer condições de contorno iniciais para o modelo de longa duração. Quando comparado com dados experimentais, verificam-se diferenças em relação ao modelo de até 20% com uma incerteza média de 6%. Pode-se concluir, com base nos resultados apresentados pelos autores, que as maiores incertezas encontradas são atribuídas à definição das condições iniciais do modelo, apontando para a necessidade de empreenderem-se esforços para um melhor entendimento do processo inicial de formação da neve.

Thomas et al. (1999a; 1999b) apresentam um aparato experimental no qual é avaliada a formação de neve em aletas de trocadores de calor usualmente encontradas em congeladores domésticos. As condições experimentais têm como faixa de variação: temperatura da superfície fria de -35 a -40°C; temperatura do ar de -10 a -20°C e umidade relativa de 80 a 100%. A massa da camada de neve é medida por meio da pesagem de aletas destacáveis na seção de testes enquanto a medição da espessura da camada de neve é feita por um sistema de visualização utilizando técnicas com uso de raios laser. A perda de pressão na seção de testes é avaliada assim como a taxa de transferência de calor para a formação de neve. A incerteza típica da bancada é avaliada em $\pm 0,15$ mm para a espessura da camada de neve; $\pm 3,8$ Pa para a perda de pressão; $\pm 0,03$ a $0,04$ kg/m² para a massa acumulada e ± 69 W/m² para o fluxo de calor. Os autores concluem que a espessura da camada de neve na aleta se reduz para pontos mais afastados da base da aleta e a perda de pressão no escoamento do ar aumenta rapidamente com o aumento da espessura de neve chegando a valores 4,6 maiores que na condição sem formação de neve. Com base nos resultados desses autores, conclui-se que, na elaboração do modelo matemático de evaporadores com formação de neve, a hipótese da

distribuição da neve pode afetar significativamente o cálculo da taxa de transferência de calor assim como a perda de pressão no escoamento no ar.

Jheea et al. (2002) analisam o efeito do tratamento superficial de evaporadores aletados na formação de neve e no processo de degelo. Os autores verificam que superfícies hidrofílicas afetam mais sensivelmente a formação de neve, enquanto superfícies hidrofóbicas modificam mais sensivelmente o degelo, tornando-o mais eficiente e podendo ser realizado em um tempo menor. Esse trabalho ressalta o efeito do acabamento superficial dos evaporadores no processo de formação de neve e é um aspecto que pode ser aprofundado em pesquisas futuras.

Seker et al. (2004a; 2004b) apresentam modelagem e validação experimental do comportamento de evaporadores com tubos aletados externamente com formação de neve. O modelo apresentado é de caráter transitório semi-empírico, especificadamente voltado para congeladores domésticos, e utiliza equações constitutivas para difusão molecular e transferência de calor e massa. As hipóteses principais adotadas pelos autores quanto à formação de neve são: distribuição uniforme de neve ao longo do trocador, uso de propriedades médias para a camada de neve e condutividade térmica da neve dependente apenas da avaliação da densidade. Pode-se concluir que as comparações entre os dados experimentais e o modelo apresentado revelam que o modelo consegue reproduzir a tendência do comportamento dos evaporadores no que se refere ao coeficiente global de troca de calor e à perda de pressão, no entanto, do ponto de vista quantitativo, encontram-se variações médias da ordem de 20 a 25%.

Jia et al. (1999) desenvolvem um modelo paramétrico para simulação de trocadores de calor com tubos aletados em regime permanente e transitório. Para o escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos são testados um modelo homogêneo e três não-homogêneos, verificando-se que o modelo não-homogêneo denominado “drift flux” apresenta os melhores resultados, com uma incerteza de $\pm 5\%$ em relação aos dados experimentais. Nas análises realizadas, constata-se que o trocador em contra-corrente produz valores de eficiência maiores que em co-corrente, bem como uma resposta dinâmica mais lenta. Outrossim, em todas as configurações testadas, não é incluído um modelo para avaliação da formação de neve sobre os tubos.

Apra et al. (2002) analisam o comportamento dinâmico de evaporadores para transientes térmicos muito rápidos em que é utilizado um modelo unidimensional homogêneo para o escoamento do fluido refrigerante R-22. Os resultados mostram que a temperatura do

fluido refrigerante na saída do evaporador é superestimada em 6°C, devido principalmente à avaliação do coeficiente de transferência de calor. A temperatura de saída do ar é também superestimada, em média, em 10°C e a umidade relativa do ar na seção de saída é subestimada em 18% em função da subavaliação do coeficiente de transferência de calor no escoamento do ar, principalmente nas condições em que a superfície dos tubos está molhada pela condensação de vapor de água. Pode-se deduzir que a escolha do coeficiente de transferência de calor no escoamento do ar é um aspecto crítico na avaliação do desempenho de evaporadores.

Tso et al. (2006) apresentam um modelo detalhado dinâmico para evaporadores com formação de neve sobre os tubos. Para o escoamento do fluido refrigerante, é adotado um modelo transitório e para a formação de neve utiliza-se um modelo quase-estático. A complexidade do fenômeno é bem representada pelo modelo de Tso et al. (2006), uma vez que se nota uma distribuição não uniforme das temperaturas e da deposição de neve ao longo do evaporador, que se aproxima muito do comportamento observado nas avaliações experimentais. Neste sentido, tanto o modelo como os dados experimentais comprovam que o início da formação e a maior acumulação de neve se dão próximos à seção de entrada do evaporador, por esta apresentar as menores temperaturas. Ademais, o crescimento da neve propaga-se na direção da seção de saída do evaporador, que apresenta temperaturas maiores.

Bensafi et al. (1997) desenvolvem um modelo detalhado para evaporadores com tubos aletados com uso de diversos refrigerantes e misturas. O modelo permite simular diferentes geometrias com circuitações não convencionais do fluido refrigerante, bem como distribuições não uniformes da velocidade do ar para aletas lisas, com venezianas e onduladas. Análises também são realizadas com tubos lisos e aletados internamente. Comparações com dados experimentais são realizadas, resultando em incertezas de 5% para transferência de calor e 30% para perdas de pressão. Contudo, esse modelo não avalia condições com formação de neve sobre os tubos.

Vardhan et al. (1998) apresentam um modelo no qual analisam o comportamento de um trocador com aletas lisas operando em um sistema de climatização. O trocador é dividido em volumes de controle denominados “nós” em que as equações de conservação de energia e massa são resolvidas em cada “nó”. Para cada “nó” são avaliadas as propriedades locais e é considerado que em cada “nó” a velocidade do ar é igual na direção vertical. Do ponto de vista da condensação do lado do ar, cada “nó” pode ser considerado ou totalmente seco ou totalmente molhado, não ocorrendo formação de neve. A disposição dos tubos é considerada

linear para efeito de análises, porém o efeito da circuitação é levado em conta por meio de correlações adequadas à geometria estudada. As comparações com dados experimentais apresentam incertezas de 0,6 a 14% na avaliação da taxa de transferência de calor do trocador, o que pode ser considerado um resultado muito bom em relação aos trabalhos aqui analisados.

Xu et al. (1996) apresentam resultados de avaliação experimental e numérica do comportamento de evaporador de tubos aletados para sistemas de ar condicionado. A modelagem utilizada é baseada em modelos de Dinâmica de Fluidos Computacional com modelos de turbulência tipo $k-\epsilon$ tridimensionais, tendo sido utilizadas diferentes definições de malhas para levar em consideração a complexidade da geometria junto às aletas do trocador. A comparação do modelo com os dados experimentais exibe uma boa concordância (incerteza média de 15%) com algumas discrepâncias nas laterais do trocador. Podem-se creditar estas discrepâncias à dificuldade do modelo em reproduzir a complexidade do escoamento nestas regiões, que exigiria malhas mais refinadas.

Garcia-Valladares (2000) desenvolve um modelo para um sistema de compressão típico com condensador, evaporador, compressor e tubo capilar como dispositivo de expansão. Nesse modelo o evaporador é discretizado e as equações de conservação de energia e massa são aplicadas em cada volume de controle com o cálculo de propriedades locais. O modelo do evaporador é comparado com dados da literatura e apresenta incertezas médias de 14% para diversas geometrias de aletas. O modelo do evaporador não leva em conta aspectos relacionados à formação de neve, porém a discretização proposta auxiliou no processo de elaboração da discretização do modelo do presente trabalho.

Pacheco-Veja (2002) utiliza modelos denominados “*soft*” para a modelagem de trocadores compactos. Na categoria “*soft*” estão os modelos de algoritmo genético, redes neurais e “*simulated annealing*”. Estas diversas técnicas são exploradas e seus resultados comparados com dados experimentais de três trocadores de calor compactos. Nestas comparações o autor demonstra que o uso de técnicas tipo “*soft*” permite reduzir a incerteza na avaliação do desempenho para 3 a 4% em contraponto com os modelos mais físicos, que utilizam correlações para a transferência de calor e perda de pressão com incertezas de 20 a 30%. Deve-se asseverar que os resultados apresentados pelo autor podem servir para avaliações específicas e interpolações dentro da faixa de validade dos modelos “*soft*”. Previsões utilizando esses modelos fora dessas faixas de validade podem incorrer em incertezas maiores que 30%.

Taylor (2004) apresenta um modelo para a avaliação do desempenho de trocadores de calor compactos para sistemas de climatização e realiza a sua validação experimental em bancada construída especificamente para este fim. O desempenho destes trocadores é avaliado com base no comportamento dos fatores de Colburn j e de atrito f . Nessa pesquisa o autor demonstra o efeito do número de fileiras, espaçamento de aletas assim como o tipo de aleta (lisa e ventilada) sobre os fatores j e f . A comparação dos modelos e correlações avaliados com os dados experimentais apresentou uma incerteza de 23% a 34%, que podem ser considerados valores altos em comparação com outras pesquisas avaliadas no presente trabalho.

No que se refere ao levantamento bibliográfico relacionado ao desempenho de evaporadores, foi possível avaliar os diversos tipos de modelos explorados na previsão do comportamento de evaporadores a baixa temperatura com formação de neve. A complexidade dos modelos varia bastante, contemplando modelos pouco baseados nos fenômenos físicos, como os que utilizam redes neurais, até modelos que utilizam técnicas de Dinâmica de Fluido Computacional.

Deve-se ressaltar que, nos modelos para evaporadores com tubos aletados, alguns dos aspectos principais a serem considerados são: geometria e circuitação do trocador, fluido refrigerante utilizado e presença de aletas internas e/ou externas. Estes aspectos são importantes, pois afetam diretamente e de forma pronunciada os coeficientes de transferência de calor e massa tanto no escoamento no ar como no fluido refrigerante.

2.3. Correlações para coeficiente de transferência de calor para as condições de escoamento do fluido refrigerante

Como já mencionado no item 2.2, o coeficiente de transferência de calor para as condições de escoamento do fluido refrigerante traduz os aspectos relacionados à geometria e à circuitação de evaporadores a baixa temperatura com tubos aletados, parâmetros importantes que devem ser considerados na sua modelagem matemática. Por conseguinte, elaborou-se uma revisão bibliográfica sobre correlações para o coeficiente de transferência de calor para o escoamento do fluido refrigerante e os principais parâmetros que afetam a sua avaliação.

Lavin & Young (1964) avaliam uma correlação para coeficientes locais de transferência de calor para o escoamento com evaporação de R-12 e R-22 em um tubo de

diâmetro interno de 18,6 mm e comprimento de 305 mm, Eqs. 2.1 a 2.2. O padrão de escoamento de névoa é observado pelos autores nos experimentos. Pode-se verificar que a correlação proposta nesse trabalho é uma modificação da correlação clássica de Dittus-Boelter para escoamento monofásico. Essa pesquisa ressalta que aspectos como padrão de escoamento e geometria dos tubos têm um papel importante na definição da correlação mais adequada para o estudo de evaporadores, e foram levados em conta quando se elaborou o modelo matemático do presente trabalho.

$$h = 6,59h_l \left(\frac{1+x}{1-x}\right)^{1,16} \left(\frac{\dot{q}}{Gh_{lv}}\right)^{0,1} \quad (2.1)$$

$$h_l = \frac{0,023k_l}{D} \left(\frac{DG(1-x)}{\mu_l}\right)^{0,8} Pr_l^{0,4} \quad (2.2)$$

Eckels et al (1991) desenvolvem um estudo sobre a evaporação e condensação dos fluidos refrigerantes R-134a e R-12, escoando em um tubo liso com 8,0 mm de diâmetro e 3,67 m de comprimento. Os ensaios são realizados para uma faixa de temperatura entre 05 e 15°C com títulos na seção de saída do tubo variando entre 10 e 90% e com o fluxo mássico sendo alterado no intervalo de 125 a 400 kg/m².s. Os autores atestam que o coeficiente de transferência de calor tem uma dependência linear com o fluxo mássico que, juntamente com a variação de título, está diretamente ligado ao padrão de escoamento bifásico presente no tubo (Collier & Thome, 1994). O fluido refrigerante R-134a apresentou valores de coeficiente de transferência de calor 35 a 45% maiores que os avaliados para o fluido R-12 para as mesmas condições de ensaio. Os resultados apresentados pelos autores fornecem subsídio para melhor compreender o processo de evaporação de fluidos refrigerantes no interior de tubos e a sua dependência com relação ao regime de escoamento e ao fluido refrigerante usado.

Schlager et al. (1989) apresentam uma pesquisa em que é analisado o efeito de aletas internas no processo de evaporação e condensação no escoamento do fluido refrigerante R-22 em tubos horizontais aletados internamente. Os tubos testados têm 3,67 m de comprimento com diâmetro interno de 9,5 mm e aletas com altura média de 0,9 mm. São realizadas comparações entre o tubo liso e três tubos aletados internamente com diferentes ângulos de hélice para as aletas (15°, 18° e 25°). Pode-se verificar que o uso de aletas internas intensifica a transferência de calor, fornecendo coeficientes de transferência de calor até 20% maiores que os obtidos por tubos lisos. O efeito do ângulo de hélice também é significativo, sendo que

o tubo com aletas internas com ângulo de 25° mostrou coeficientes 15% maiores que os outros tubos. Vale ressaltar que, apesar do presente trabalho não analisar tubos com aletamento interno, a pesquisa desses autores permitiu uma melhor compreensão dos aspectos do escoamento com evaporação de fluidos refrigerantes.

Wattelet (1994) analisa o fenômeno de evaporação para 04 fluidos refrigerantes (R-12, R-22, R-134a e uma mistura azeotrópica de 60% de R-32 e 40% de R-125) escoando em tubos horizontais aletados. O autor desenvolve uma correlação para a avaliação do coeficiente local de transferência de calor (h) para tubos com diâmetro interno entre 7,04 e 10,9 mm e fluxos mássicos variando entre 200 e 1000 kg/m².s, Eqs. 2.3 a 2.9. A incerteza média da correlação obtida é de ±22% para 95% dos dados analisados. Com base nessa pesquisa, pode-se inferir que o regime de escoamento, o fluido refrigerante usado e a geometria dos tubos são fatores importantes a serem considerados na escolha e análise de correlações para coeficientes de transferência de calor para evaporadores.

$$h = (h_{CB}^{2,5} + h_{NB}^{2,5})^{1/2,5} \quad (2.3)$$

$$h_{CB} = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,48} \left(\frac{k_l}{D}\right) \left(1 + \frac{1,925}{X_{tt}^{0,83}}\right) R \quad (2.4)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,5} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,875} \quad (2.5)$$

$$R = 1,32 Fr_l^{0,2} \text{ para } Fr_l < 0,25 \quad (2.6)$$

$$R = 1 \text{ para } Fr_l \geq 0,25 \quad (2.7)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho^2 g D} \quad (2.8)$$

$$h_{NB} = \left(\frac{55}{M}\right) \left[\frac{P_r^{0,12}}{(-\log P_r)^{0,55}}\right] \dot{q}^{0,67} \quad (2.9)$$

Além desses trabalhos, cabe ressaltar um relatório apresentado por ARTI (2003) que contempla uma revisão crítica de diversas correlações e modelos relacionados com a avaliação de coeficientes de transferência de calor e perda de pressão com evaporação e condensação de mistura de fluidos refrigerantes e óleo lubrificante. Nesse relatório realizam-se discussões sobre o mecanismo de ebulição nucleada e de condensação com a presença de óleo lubrificante sob diferentes formas de modelagem do fenômeno físico. Uma revisão das diversas tecnologias relacionadas com a medição da concentração de óleo é apresentada,

fazendo-se uma divisão em relação à forma de medição dessa concentração no sistema de refrigeração, que pode ser realizada dentro ou fora do sistema. Esse relatório aponta a existência de uma lacuna no que diz respeito à existência de correlações adequadas para avaliar as propriedades da mistura de fluido refrigerante-óleo. De forma geral, o efeito do lubrificante na transferência de calor e na perda de pressão pode ser considerado local, tanto para evaporação como para condensação, e bastante dependente do título do fluido refrigerante. Finalmente, o trabalho conclui que o foco das pesquisas sobre transferência de calor e perda de pressão para fluido refrigerante puro e para misturas de fluido refrigerante-óleo deveria estar mais centrado na obtenção de melhores correlações para representar os dados experimentais. Ademais, esse relatório acrescenta que as pesquisas têm se concentrado em tubos lisos e aletados internamente e poucos estudos foram encontrados para trocadores com aletas de placa ventilada, que devido a sua geometria impõem padrões de escoamento muito diferentes, afetando de forma significativa a transferência de calor e perda de pressão.

A seguir, serão apresentados alguns dos trabalhos analisados no estudo de ARTI (2003) para que seja possível discorrer sobre o efeito da presença de óleo na avaliação da transferência de calor e perda de pressão em trocadores com tubos aletados.

Chaddock & Mathur (1980) desenvolvem uma correlação semi-empírica para o escoamento com evaporação em tubo liso da mistura de R-22 com óleo SUNSISO 3 GS, Eqs. 2.10 a 2.13. Essa correlação prevê o coeficiente de transferência para a mistura analisada com uma incerteza de $\pm 19\%$. O diâmetro do tubo utilizado é de 8,8 mm e o fluxo mássico varia entre 149 e 908,5 kg/m².s, com o título na seção de entrada do tubo modificado dentro da faixa de 0,1 a 0,9. Os coeficientes c e n são levantados empiricamente para diferentes concentrações de óleo, como mostra a Tab. 2.1. Pode-se verificar que a presença de óleo intensifica a transferência de calor em função da sua contribuição na turbulência do escoamento advindo da espumação por ele provocada.

$$\frac{h}{h_l} = c \left[\frac{1}{X_{tt}} \right]^n \quad (2.10)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_v}{\rho_{l,\text{óleo}}} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,5} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,875} \quad (2.11)$$

$$\rho_{l,\text{óleo}} = \frac{\rho_{\text{óleo}}}{F[1+\sigma_{\text{óleo}}(\rho_{\text{óleo}}/\rho_l)-1]} \quad (2.12)$$

$$h_l = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \quad (2.13)$$

Tabela 2.1. Coeficientes c e n da Eq. 2.10 em função da concentração de óleo.

Concentração de óleo [%]	c	n
0,0	3,90	0,62
1,0	4,72	0,59
2,9	4,36	0,60
5,7	4,97	0,59

Schlager et al. (1990) apresentam correlações semi-empíricas para o coeficiente de transferência de calor e perda de pressão para evaporação e condensação no escoamento de R22 com óleo 150-SUS e 300-SUS em tubos lisos, aletados e microaletados. Os coeficientes de transferência de calor são correlacionados com valores medidos para fluido refrigerante puro na temperatura de saturação nas pressões analisadas. Os autores constataam que tanto os coeficientes de transferência de calor como a perda de pressão na evaporação são afetados na presença de óleo, devido ao aparecimento do escoamento anular e da espumação, ocorrendo um aumento significativo na perda de pressão na presença de óleo. No caso da condensação, para o óleo 150-SUS houve uma pequena queda na perda de pressão e nenhuma alteração significativa para o óleo 300-SUS. Este comportamento pode ser atribuído à mudança de padrão de escoamento ocorrido devido à alteração do tipo de óleo. Tanto na presença do óleo 150-SUS como do óleo 300-SUS, observa-se uma queda no coeficiente de transferência de calor na condensação.

Os trabalhos de Chaddock & Mathur (1980), Schlager et al. (1990) e os demais trabalhos analisados no relatório apresentado por ARTI (2003) contribuem para a compreensão do impacto causado pela presença de óleo no escoamento de fluido refrigerante em evaporadores.

Com base nos trabalhos e pesquisas analisados, pode-se inferir que a análise do comportamento do escoamento do fluido refrigerante em trocadores de calor a baixa temperatura demanda um conhecimento profundo dos fenômenos físicos envolvidos. Nesse sentido, os principais parâmetros a serem considerados na escolha da correlação para avaliar o coeficiente de transferência de calor no escoamento interno do fluido refrigerante em trocadores de calor com tubos aletados são:

- Fluido refrigerante;

- Fluxos mássicos no interior do tubo;
- Regime de escoamento bifásico;
- Presença ou não de óleo;
- Presença de aletas internas;
- Diâmetro interno dos tubos.

2.4. Correlações para coeficiente de transferência de calor para as condições de escoamento do ar

O escoamento do ar através de tubos aletados confere uma complexidade adicional à modelagem matemática de evaporadores a baixa temperatura em função das dificuldades que devem ser enfrentadas para melhor representar os fenômenos relacionados a este escoamento, tais como efeitos de turbulência e de intensificação de transferência de calor em superfícies estendidas. Os trabalhos analisados neste item permitem compreender melhor e avaliar o impacto destes fenômenos. Além disso, algumas alternativas para a modelagem de evaporadores com tubos aletados são analisadas.

McQuiston (1978 apud Webb,1980) apresenta uma correlação empírica para um trocador de 04 tubos com diâmetros de 9,5 mm e com aletas lisas, Eqs. 2.14 a 2.16, cuja incerteza é de $\pm 10\%$ para 90% dos dados analisados pelo autor. Nesse trabalho observa-se que a definição da correlação a ser utilizada depende do regime de escoamento e da geometria do trocador.

$$j = StPr^{2/3} = Re_D^{-0,4} \left(\frac{A}{A_t} \right) \quad (2.14)$$

$$St = \frac{h}{\rho c_p V} \quad (2.15)$$

$$\frac{A}{A_t} = \text{razão entre a área do tubo sem aletas}(A) \text{ e a área do tubo com aletas}(A_t) \quad (2.16)$$

Kayansayan (1993) analisa o comportamento de 10 trocadores de calor com 04 fileiras de tubos com as seguintes características:

- diâmetro do tubo entre 9,52 e 16,3 mm;

- altura do banco de tubos entre 480 e 500 mm;
- espaçamento transversal e longitudinal entre 25,4 e 34,67 mm;
- espaçamento de aletas entre 238 a 454 aletas/m;

Para avaliar os coeficientes m , n e C da correlação proposta por Kayansayan (1993), Eqs. 2.17 e 2.18, o autor realiza uma regressão linear múltipla com base nos levantamentos experimentais feitos. Esta regressão fornece uma equação para previsão do coeficiente de transferência de calor para o escoamento do ar nas condições dos ensaios com uma incerteza de $\pm 22\%$. Essa pesquisa mostrou com mais detalhes o efeito de parâmetros como espaçamento longitudinal e transversal na avaliação do coeficiente de transferência de calor no escoamento do ar, auxiliando a compreensão dos fenômenos envolvidos no presente trabalho.

$$j = C Re^{m-1} \epsilon^n \quad (2.17)$$

$$\epsilon = \frac{A}{A_t} \text{ razão entre a área do tubo sem aletas}(A) \text{ e} \quad (2.18)$$

a área do tubo com aletas(A_t)

Chi et al. (1998) propõem uma correlação para avaliação da transferência de calor em trocadores de calor com tubos aletados. Foram testados oito trocadores de duas e quatro fileiras de tubos com espaçamentos das aletas entre 1,22 e 1,78 mm e com aletas lisas e com venezianas (“louver”). Os resultados encontrados nesse trabalho apontam para o fato que o coeficiente de transferência de calor aumenta com a redução do espaçamento das aletas. Além disso, o aumento do coeficiente de transferência em função da redução do espaçamento de aletas é mais pronunciado nos trocadores com duas fileiras do que nos de quatro fileiras. As incertezas avaliadas para esse estudo foram de $\pm 30\%$ para os trocadores de 04 fileiras e de $\pm 30\%$ para os trocadores de 02 fileiras. Esse trabalho demonstra que parâmetros como número de fileiras e seu espaçamento podem afetar de forma significativa o desempenho de trocadores de calor, aspecto que foi considerado no desenvolvimento do presente trabalho.

Bemisderfer (1998) realiza uma revisão de aspectos relacionados com a modelagem e projeto de trocadores de calor com tubos aletados. Nessa revisão são apresentados os principais potenciais de intensificação de calor nestes trocadores, em que são analisadas geometrias diferenciadas, tais como geradores de vórtices e aletas perfuradas. Nesse estudo

são apresentadas correlações para avaliação dos coeficientes de transferência de calor e perda de pressão no escoamento de ar no lado externo dos tubos destes trocadores.

Wang (2000) apresenta o estado da arte na avaliação do desempenho de trocadores de calor com tubos aletados. Nesse estudo, o autor apresenta diversas correlações típicas para trocadores de tubos aletados com geometria de aletas variando entre planas, onduladas e ventiladas, com suas respectivas faixas de aplicabilidade. Esse estudo oferece uma base de informações bastante útil para a escolha da correlação mais adequada para aplicação em modelagem e projeto de trocadores de tubos aletados.

Zogbi (2004) realizou uma pesquisa extensa avaliando os principais modelos e correlações para avaliação de coeficientes de transferência de calor e perda de pressão para o escoamento de ar ao redor de tubos aletados. O levantamento realizado pelo autor é bastante completo, o que permite uma avaliação muito adequada do estado da arte no que se refere a modelos para avaliação da transferência de calor para o escoamento do ar em trocadores de calor com tubos aletados. Zogbi (2004) propõe uma correlação própria para o comportamento termo-hidráulico destes trocadores baseado em dados experimentais levantados em bancada construída especificamente para este fim, em que 15 serpentinas comerciais são testadas. As serpentinas analisadas possuem aletas corrugadas e ventiladas convexas com diferentes espaçamentos de aletas. As correlações desenvolvidas para o coeficiente de transferência de calor e para a perda de pressão para o escoamento do ar apresentam uma incerteza média de 4,89% e 7,76%, respectivamente, para as serpentinas com aletas corrugadas. Para as serpentinas com aletas ventiladas, a incerteza média para o coeficiente de transferência de calor é de 5,62% e para a perda de pressão é de 3,49%.

Com base nos trabalhos apresentados neste item, pode-se verificar que ainda há necessidade de melhor avaliar os fenômenos físicos envolvidos na transferência de calor no escoamento externo do ar.

Constata-se, também, que os principais parâmetros a serem considerados na escolha da correlação para avaliar o coeficiente de transferência de calor no escoamento externo de ar em trocadores de calor com tubos aletados são:

- Número de fileiras de tubos;
- Número de tubos por fileira;
- Espaçamento entre aletas;
- Espaçamento longitudinal entre tubos;

- Espaçamento transversal entre tubos;
- Diâmetro dos tubos;
- Altura das aletas;
- Geometria das aletas e/ou elementos intensificadores de transferência de calor;
- Níveis de vazão de ar;
- Variação das propriedades do ar durante o processo de transferência de calor.

APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental construído neste trabalho tem como objetivo permitir a avaliação da taxa de transferência de calor em evaporadores a baixa temperatura. Esta avaliação foi feita por meio da medição de diversos parâmetros de operação e geometria de evaporadores em condições típicas de operação em câmaras frigoríficas a baixa temperatura.

Os ensaios propostos contemplam a faixa típica de operação destes evaporadores, permitindo analisar o seu comportamento em relação aos processos de transferência de calor e massa envolvidos no seu funcionamento. Desse modo, busca-se obter informações sobre o desempenho destes evaporadores para serem utilizadas no processo de validação do modelo matemático proposto no Capítulo 6.

O aparato experimental utilizado neste trabalho foi projetado e implementado com base na norma brasileira NBR 15372 (ABNT, 2007), que estabelece os procedimentos e níveis de incerteza desejados para avaliação da taxa de transferência de calor para forçadores de ar a baixa temperatura. Cabe aqui esclarecer que o termo forçadores de ar a baixa temperatura refere-se ao conjunto do evaporador e um ou mais ventiladores movidos por motores elétricos instalados em câmaras frigoríficas para controle de temperatura do ar do interior da câmara abaixo de 0°C (Fig. 3.1), que constituem o objeto de estudo do presente trabalho.

3.1. Caracterização dos evaporadores

Os ensaios foram realizados para 06 evaporadores descritos no Anexo 1. As dimensões principais dos evaporadores analisados são apresentadas na Fig. 3.1 sendo que o número de fileiras e o espaçamento de aletas para cada evaporador são mostrados na Tab. 3.1.

Deve-se ressaltar que as dimensões principais (comprimento, altura e largura) e outras como espaçamento entre tubos e fileiras e diâmetro dos tubos foram mantidas constantes para todos os evaporadores ensaiados.

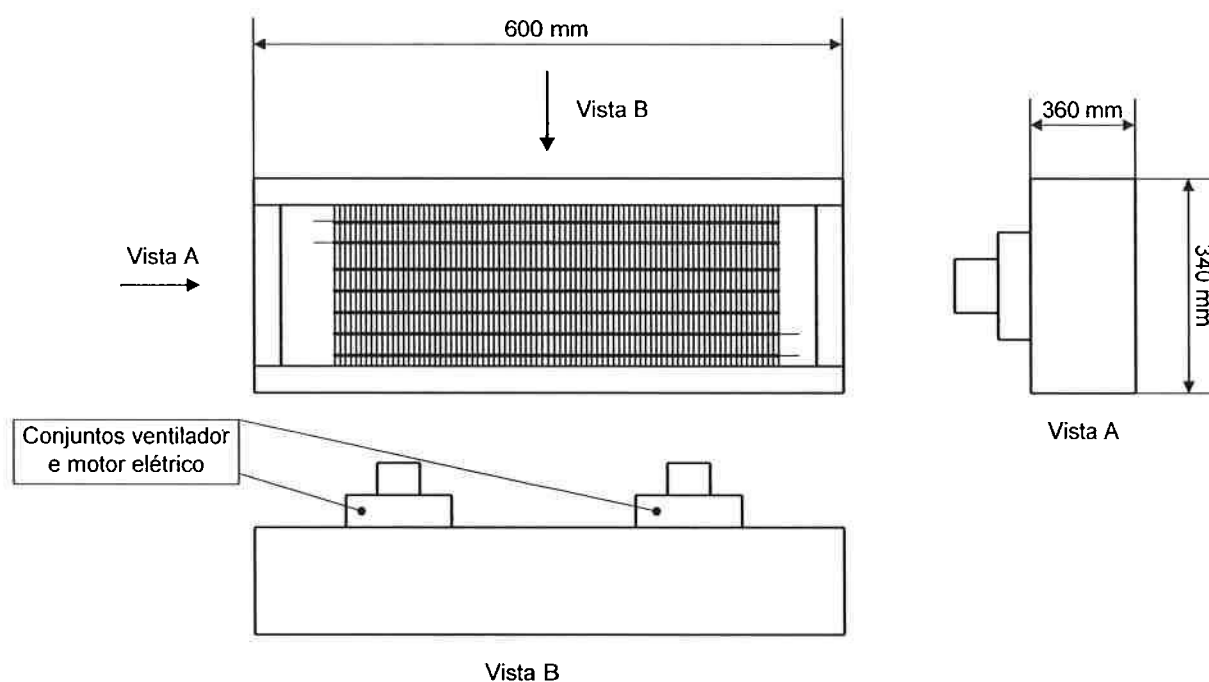


Figura 3.1. Esquema com as dimensões principais de um evaporador típico.

Tabela 3.1. Número de fileiras e espaçamento de aletas dos evaporadores ensaiados.

Evaporador nº	Número de fileiras	Espaçamento de aleta [mm]
1	4	4,23
2	4	6,35
3	4	4,50
4	4	8,00
5	2	6,35
6	2	4,23

Para cada trocador da Tab. 3.1, foram realizados ensaios com e sem formação de neve nos quais a temperatura do ar da câmara foi mantida a 6°C acima da temperatura do fluido refrigerante na seção de saída do trocador. Ademais, o superaquecimento na seção de saída do trocador em cada ensaio foi mantido em uma faixa entre 3,0 a 5,0°C. Os ensaios foram realizados para as seguintes temperaturas de evaporação: 0°C; -5°C, -10°C, -15°C e -20°C. Em função da combinação dos diversos parâmetros, foi realizado um total de 66 ensaios para o presente trabalho.

3.2. Descrição do aparato experimental

A instalação do aparato foi feita em área na qual já existiam duas câmaras frigoríficas que foram reformadas por meio de um projeto de pesquisa da FAPESP. Uma das vantagens no uso deste espaço é a espessura das paredes destas câmaras que é de 60 cm, constituída de camadas de tijolo, isopor e barreiras de vapor. A espessura das camadas e o isolamento destas câmaras propiciam uma boa isolação térmica, diminuindo as perdas de calor para o meio externo e permitindo uma maior estabilidade das condições de operação do sistema. Por outro lado, a inércia térmica da câmara é muito grande, o que impôs tempos maiores para se atingir a condição de regime permanente nos ensaios.

A Fig. 3.2 apresenta um diagrama esquemático do aparato experimental, em que os principais equipamentos e sensores utilizados são apresentados. As características técnicas e detalhes dos equipamentos são apresentados no Anexo 2 deste trabalho. Para esta pesquisa, com base no levantamento bibliográfico realizado, foram definidos diversos parâmetros a serem medidos e seus respectivos sensores, a saber:

- Temperatura: termopares tipo J (Fig. 3.3);
- Pressão: transdutores de pressão tipo “strain gage” (Fig. 3.4);
- Temperatura de bulbo seco: termopares tipo J (Fig. 3.5);
- Umidade relativa: sensores tipo capacitivo (Fig. 3.5);
- Vazão mássica: medidor por efeito Coriolis (Fig. 3.6).

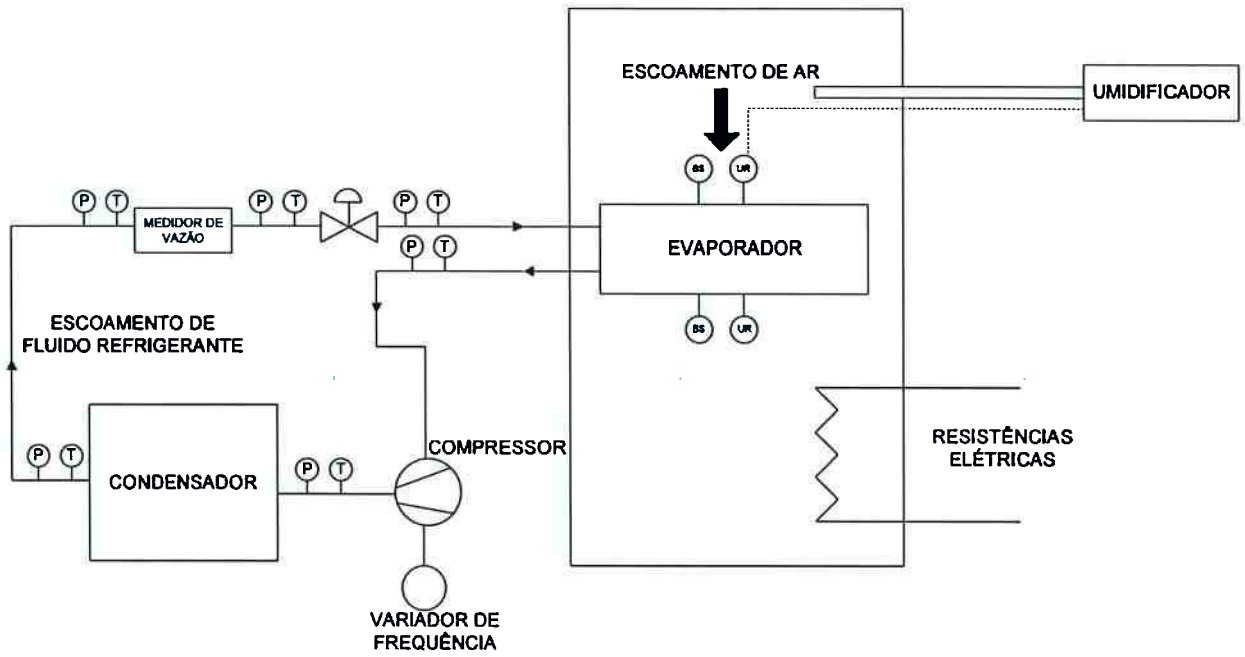


Figura 3.2. Diagrama esquemático do aparato experimental.



Figura 3.3. Termopar tipo J.



Figura 3.4. Transdutores de pressão e respectiva fonte de alimentação.



Figura 3.5. Sensor de temperatura de bulbo seco e umidade relativa.

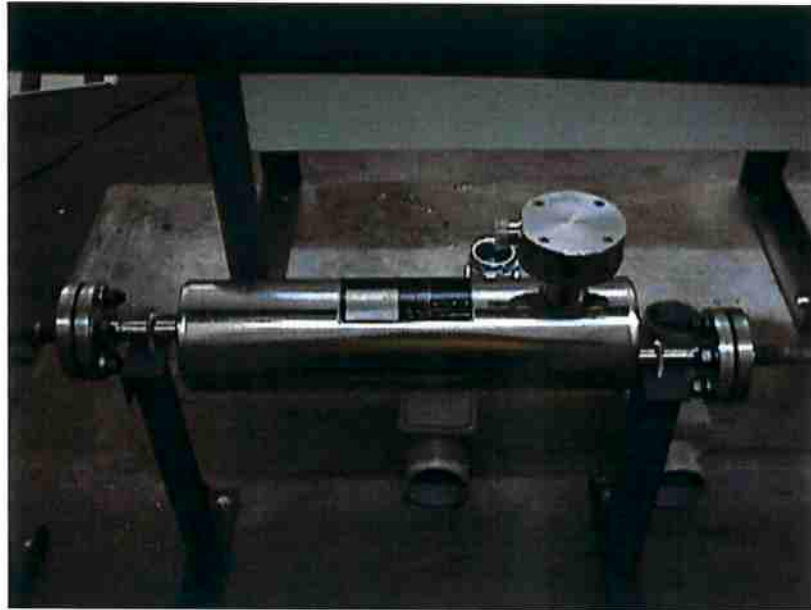


Figura 3.6. Medidor de vazão tipo Coriolis.

Os parâmetros medidos e suas respectivas incertezas são apresentados na Tab. 3.2. As incertezas mostradas na Tab. 3.2 foram avaliadas por meio de procedimento de calibração no qual as medidas fornecidas pelos sensores de temperatura, pressão e vazão em conjunto com o sistema de aquisição de dados foram comparadas a valores de referência.

Para a avaliação da incerteza associada aos termopares, utilizou-se um banho termostático no qual foi possível controlar a temperatura de forma bastante estável. Neste banho foram colocados os termopares a serem calibrados junto com um termômetro de referência cuja incerteza era de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$, valor avaliado junto ao laboratório do IPT, certificado pelo INMETRO. O processo de calibração consistia em variar a temperatura do banho entre -30°C a $+110^{\circ}\text{C}$ e levantar os valores de temperatura medidos em cada termopar, de forma a caracterizar a curva de correção de temperatura para estes sensores, e assim avaliar a sua incerteza.

Para os transdutores de pressão, utilizou-se uma bancada que consistia em um sistema de pressurização manual de óleo que transmitia esta pressão ao transdutor a ser calibrado e a um medidor de pressão, cuja incerteza foi fornecida pelo laboratório do IPT, certificado pelo INMETRO. A pressão do conjunto foi variada em uma faixa de 0 a 1500 kPa, que é a faixa de pressão para os transdutores utilizados na região de baixa pressão do sistema, e para uma faixa de 0 a 2500 kPa, para os transdutores utilizados na região de alta pressão do sistema.

Para a incerteza associada ao medidor de vazão, adotou-se o valor fornecido pelo fabricante que apresentou a curva de calibração levantada pelo laboratório do IPT, certificado

pelo INMETRO. Finalmente, no caso dos sensores de temperatura de bulbo seco e umidade relativa, foram utilizados os valores de incerteza fornecidos pelo fabricante.

Portanto, após o levantamento das incertezas da instrumentação utilizada, realizou-se a análise de incerteza dos ensaios aqui desenvolvidos, cujo detalhamento encontra-se no Anexo 3 deste trabalho. A partir das incertezas dos parâmetros apresentados na Tab. 3.2, a incerteza da taxa de transferência de calor do evaporador para o aparato experimental aqui proposto foi calculada em $\pm 5\%$.

Tabela 3.2. Parâmetros medidos no aparato experimental e suas respectivas incertezas.

Parâmetro	Incerteza
Temperatura do fluido refrigerante na seção de entrada do trocador Temperatura do fluido refrigerante na seção de saída do trocador Temperatura do fluido refrigerante na seção de entrada da válvula de expansão Temperatura do fluido refrigerante na seção de entrada do medidor de vazão Temperatura do fluido refrigerante na seção de saída do medidor de vazão	$\pm 0,3^{\circ}\text{C}$
Pressão do fluido refrigerante na seção de entrada do trocador Pressão do fluido refrigerante na seção de saída do trocador Pressão do fluido refrigerante na seção de entrada da válvula de expansão Pressão do fluido refrigerante na seção de entrada do medidor de vazão Pressão do fluido refrigerante na seção de saída do medidor de vazão	$\pm 10 \text{ kPa}$
Temperatura de bulbo úmido do ar na seção de entrada do trocador Temperatura de bulbo úmido do ar na seção de saída do trocador Temperatura média da câmara	$\pm 0,5^{\circ}\text{C}$
Umidade relativa do ar na seção de entrada do trocador Umidade relativa do ar na seção de saída do trocador	$\pm 3\%$
Vazão mássica do fluido refrigerante	0,1% da medida

3.3. Descrição dos ensaios

Para cada evaporador aqui estudado, foram realizados dois tipos de ensaio:

1. Ensaio com o evaporador sem formação de neve: neste ensaio o aparato era acionado e ajustes eram realizados para atingirem-se as condições de operação desejadas. Durante o período de ajuste, realizavam-se processos de degelo para garantir que não ocorresse a formação de neve. No caso do presente aparato experimental, o degelo era feito por resistências elétricas instaladas em espaços entre os tubos do evaporador e não era realizado nenhum controle da umidade absoluta do interior da câmara. Neste caso, o nível de umidade absoluta conseguido foi muito baixo, não ocorrendo a formação de neve sobre os tubos e aletas. Após se atingir o regime permanente nas condições de operação desejadas, iniciava-se a aquisição de dados durante um intervalo de 30 minutos, e em seguida finalizava-se o ensaio.
2. Ensaio com o evaporador com formação de neve: o início deste ensaio era idêntico ao ensaio sem formação de neve. A diferença ocorria quando, após atingir-se a condição de regime permanente sem formação de neve, não se realizava mais o processo de degelo permitindo-se, assim, a deposição da neve sobre a superfície dos tubos e aletas. O ensaio era monitorado por uma câmera de vídeo para verificar quando a condição de bloqueio completo da face do evaporador ocorria. Quando esta condição de bloqueio se estabelecia, a aquisição de dados era mantida por mais 30 minutos e em seguida o ensaio se encerrava.

Nos dois tipos de ensaio, a condição de regime permanente era determinada com base na análise dos dados coletados pelo sistema de aquisição de dados. Considerou-se que o regime permanente era atingido quando as temperaturas do fluido refrigerante e do ar nos diversos pontos de medição se apresentavam com uma variação menor do que $\pm 0,6^{\circ}\text{C}$. Após a aquisição de dados, o conjunto de medições era tratado para se avaliar a taxa de transferência de calor fornecida pelo trocador. As medições eram realizadas com uma frequência de 1,0 Hz. Decorridos 60 segundos de medições, a média deste período era então armazenada automaticamente. Este processo de aquisição e tratamento das medições ocorreu continuamente até o final de cada ensaio.

Deve-se acrescentar que o controle das condições de operação era totalmente manual com exceção do controle de umidade da câmara. Cabia ao operador do sistema regular a rotação do compressor por meio do variador de frequência (Fig. 3.7) e a potência das resistências elétricas, que eram responsáveis pela energia transferida ao ar da câmara (Fig. 3.8a), por meio de reostato (Fig. 3.8b), simulando assim a carga térmica da câmara. O controle da umidade era realizado por meio de um umidificador constituído de uma resistência elétrica no interior de um tanque de água (Fig. 3.9). O acionamento desta resistência era feito por um controle proporcional integral derivativo que recebia como sinal de alimentação o valor da umidade relativa na seção de entrada do trocador.



Figura 3.7. Variador de frequência.



Figura 3.8. Conjunto de resistências elétricas (a) Reostato(b).



(a)

(b)

Figura 3.9. Umidificador: vista externa à câmara (a) e vista interna à câmara (b).

No interior da câmara fria estava instalada uma câmara de vídeo (Fig. 3.10) que enviava imagens da face frontal do evaporador para o computador utilizado na aquisição de dados do aparato experimental, permitindo ao operador avaliar visualmente a condição de bloqueio do trocador causada pela formação de neve. Com o uso de programa para aquisição de imagens, foi possível ainda tirar fotografias (Fig. 3.11) e gravar vídeos de curta duração para arquivamento e posterior análise.



Figura 3.10. Câmera de vídeo.

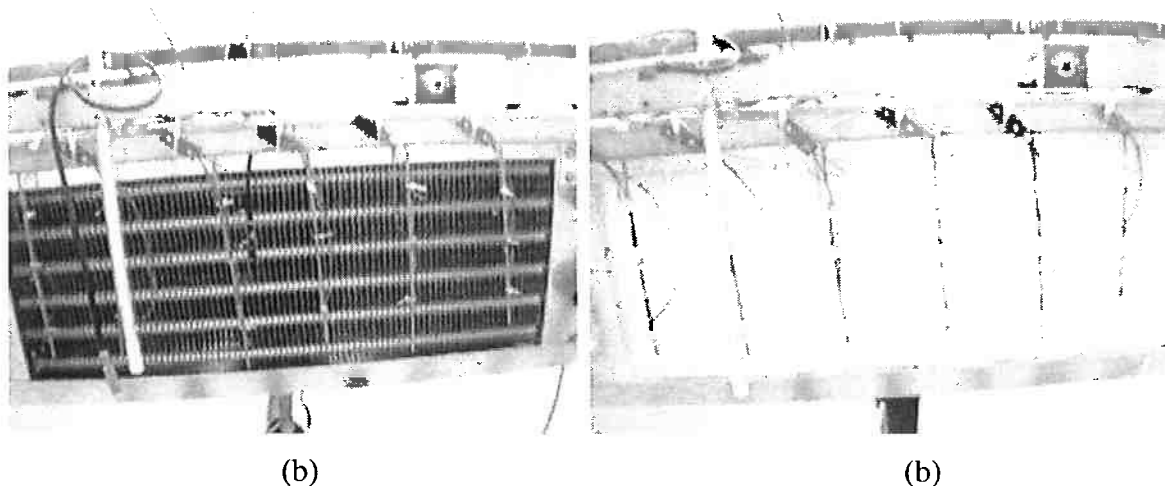


Figura 3.11. Exemplo de foto retirada de ensaio de trocador sem neve (a) e totalmente bloqueada por neve (b).

Deve-se ressaltar que, em face da elevada inércia térmica da câmara e do controle manual do aparato experimental, a duração dos ensaios variou entre 6 a 10 horas. Para as condições de temperatura muito baixas do ar e do fluido refrigerante (-20°C) e/ou com controle de umidade absoluta, era necessário iniciar a operação em um dia para realizar a tomada de dados no dia seguinte.

LEVANTAMENTOS EXPERIMENTAIS

Com base no levantamento bibliográfico, verifica-se que diversos parâmetros de operação e geometria afetam de forma significativa o desempenho de evaporadores a baixa temperatura com formação de neve. Dessa maneira, os evaporadores são submetidos aos ensaios descritos no Capítulo 3 do presente trabalho por meio do aparato experimental também apresentado no Capítulo 3. O resultado destes ensaios permite a realização de uma análise paramétrica em relação ao desempenho dos evaporadores, que serve de base para a elaboração do modelo matemático desenvolvido no presente trabalho.

Os ensaios realizados para cada evaporador fornecem um conjunto de dados bastante extenso, sendo que a Tab. 4.1 apresenta um exemplo típico de parte deste conjunto para o evaporador nº 1.

Após o tratamento do conjunto de dados semelhante ao da Tab. 4.1 para cada evaporador, obtém-se um grupo de dados similar ao apresentado na Tab. 4.2, onde são fornecidas informações sobre a taxa de transferência de calor com e sem formação de neve e as variáveis relacionadas ao bloqueio do evaporador devido à formação de neve. Nesta tabela são apresentadas duas temperaturas: a temperatura teórica ($T_{teórica}$), que é a temperatura inicialmente fixada para o ensaio e a temperatura efetiva ($T_{efetiva}$), que é a temperatura efetivamente obtida no ensaio após o tratamento dos dados. Além destas variáveis, apresenta-se a taxa de transferência de calor no evaporador na condição desbloqueado ($\dot{q}_{desbloqueado}$) e na condição de bloqueio total pela formação de neve ($\dot{q}_{bloqueado}$). Finalmente, são apresentadas as variáveis propostas neste trabalho para a caracterização da condição de bloqueio total do evaporador pela formação de neve, a saber: tempo de formação de neve (t_{neve}) e a redução percentual da taxa de transferência de calor ($\Delta\dot{q}$).

Tabela 4.1. Conjunto parcial de dados típico de ensaio do evaporador nº 1.

t_{neve}	Pent,comp	Pent,coriolis	Pent,valv	Pent,evap	Psai,evap	Tsai,ar	Tsai,evap	Tent,evap	Tent,valv	Tent,ar	$\omega_{ent,ar}$	$\omega_{sai,ar}$	$\dot{m}_{fluido\ refrigerante}$
[s]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[%]	[%]	[kg/s]
60	156,55	1458,02	1450,49	235,11	213,97	4,28	-2,83	-16,61	31,39	3,85	86,46	78,46	0,583
120	154,55	1520,10	1438,28	225,58	211,57	4,33	-2,89	-16,62	30,98	3,97	84,14	76,84	0,575
180	154,55	1440,39	1434,46	222,80	211,97	4,19	-1,58	-16,64	31,08	3,83	77,48	70,04	0,580
240	166,54	1442,69	1430,64	222,01	209,97	4,40	-2,77	-16,80	31,10	2,75	72,85	65,35	0,567
300	152,16	1441,16	1368,05	223,20	210,37	4,40	-2,83	-16,74	30,59	3,98	76,13	68,13	0,579
360	154,55	1451,12	1445,91	223,60	212,37	4,42	-2,57	-16,79	30,95	3,87	78,16	70,94	0,580
420	150,16	1458,79	1448,96	224,39	212,37	6,43	-0,91	-14,35	33,12	5,34	81,92	73,92	0,579
480	152,96	1459,55	1452,78	223,99	220,36	4,13	-2,97	-16,64	30,96	3,89	88,39	80,39	0,587
540	154,95	1464,15	1455,07	226,77	215,17	4,49	-3,22	-16,58	31,07	4,25	86,27	78,27	0,582
600	154,95	1480,25	1457,36	249,79	213,97	4,34	-3,31	-16,61	32,13	3,98	85,79	77,79	0,583
660	158,15	1477,18	1460,41	227,17	213,57	4,19	-3,64	-16,51	31,13	3,83	83,47	76,34	0,590
720	154,55	1458,02	1452,78	224,79	213,97	3,88	-3,89	-16,58	31,01	3,70	77,77	69,77	0,583
780	154,55	1451,89	1448,20	224,79	211,97	4,16	-4,10	-16,67	30,93	4,53	73,62	65,62	0,580
840	157,35	1440,39	1445,15	225,18	210,77	4,15	-3,99	-16,49	30,98	3,97	76,23	68,94	0,582
900	152,16	1447,29	1444,38	223,20	212,37	3,66	-4,05	-16,75	30,98	4,03	78,45	70,45	0,577
960	155,35	1466,45	1456,60	225,98	214,37	3,90	-4,42	-16,95	30,86	1,15	80,86	72,86	0,583
1020	152,56	1451,12	1456,60	223,60	203,58	4,08	-4,36	-16,76	31,03	3,90	83,57	76,49	0,583
1080	179,73	1458,02	1439,04	221,61	211,97	4,30	-4,26	-16,65	30,66	4,18	85,40	77,94	0,575
1140	152,96	1448,06	1439,80	224,39	212,37	4,13	-4,85	-16,83	31,02	3,95	86,46	79,21	0,575
1200	148,56	1432,73	1426,83	223,99	211,57	4,15	-4,17	-16,62	31,26	4,03	82,60	75,19	0,575

Tabela 4.2. Dados globais típicos do evaporador nº 1.

$T_{teórica}$	$T_{efetiva}$	$\dot{q}_{desbloqueado}$	$\dot{q}_{bloqueado}$	t_{neve}	$\Delta\dot{q}$
[°C]	[°C]	[W]	[W]	[min]	[%]
-20	-20,3	2654,6	2157,7	8400	18,9
-15	-14,4	2945,9	2351,7	10140	21,2
-10	-9,6	3018,7	2420,1	11880	19,1
-5	-4,3	3231,8	2604,0	14160	19,7
0	0,5	3758,2	2966,6	17160	20,1

Após o levantamento e tratamento dos dados experimentais para cada evaporador, procede-se a análise destes dados para identificar os efeitos dos diversos parâmetros de operação e de geometria nas condições de ensaio com e sem formação de neve.

4.1. Efeito dos parâmetros de operação e da geometria sem formação de neve

Os resultados dos ensaios realizados para os evaporadores aqui analisados permitem avaliar o efeito dos diversos parâmetros de operação e da geometria na taxa de transferência de calor. O primeiro parâmetro analisado é a temperatura de evaporação do fluido refrigerante, cujo efeito pode ser observado na Fig. 4.1, em que os dados experimentais são apresentados em conjunto com a sua linha de tendência.

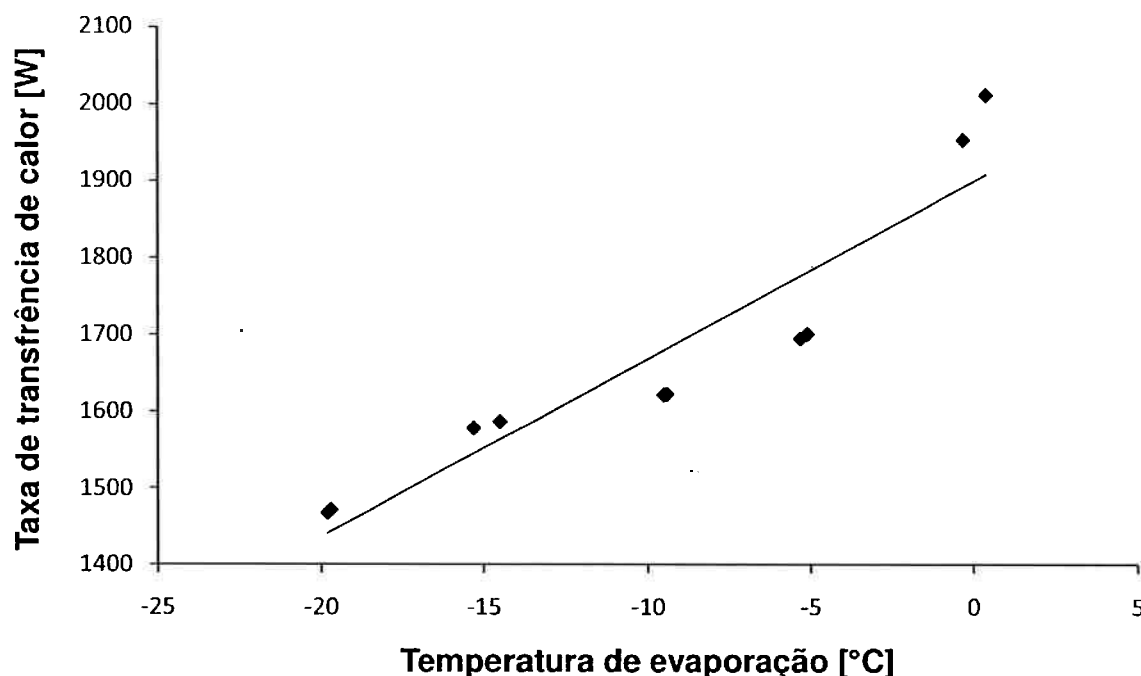


Figura 4.1. Variação da taxa de transferência de calor em função da temperatura de evaporação (para o evaporador nº4).

Como se pode observar, a taxa de transferência de calor aumenta com a elevação da temperatura de evaporação de forma praticamente linear, comportamento que é reproduzido em todos os outros evaporadores testados. Este comportamento pode ser explicado, pois a redução da temperatura de evaporação promove uma redução na variação da entalpia do fluido refrigerante ao longo do evaporador aliado a uma redução da vazão do fluido refrigerante promovido pela readequação do sistema de refrigeração ao novo ponto de operação.

Outro parâmetro de operação analisado é a umidade absoluta do ar na seção de entrada do evaporador. Deve-se ressaltar que o tempo de execução destes ensaios é muito maior, pois inicialmente a umidade deve ser reduzida ao máximo no interior da câmara por meio de sucessivos degelos. Em seguida, inicia-se a alteração da umidade relativa média do ar de forma lenta para garantir a estabilidade das condições de operação, levando em alguns casos até dois dias de ensaios contínuos para o levantamento de uma medida.

Nos resultados obtidos nos ensaios com variação de umidade absoluta do ar na seção de entrada, constata-se que a taxa de transferência de calor não é afetada significativamente por esse parâmetro, uma vez que as variações avaliadas desta taxa para os ensaios com os menores e os maiores níveis de umidade absoluta são menores que 1,5%.

Ainda que a influência sobre a taxa de transferência de calor seja pequena, a temperatura de bulbo seco do ar na seção de saída aumenta de forma linear em função da umidade absoluta, como mostra a Fig. 4.2. Este comportamento está relacionado com o aumento da parcela de transferência de calor devida à condensação em função da maior umidade presente na mistura ar seco-vapor d'água. Desse modo, a parcela de transferência de calor devido à variação de temperatura é reduzida, promovendo um aumento da temperatura de bulbo seco do ar na saída do evaporador.

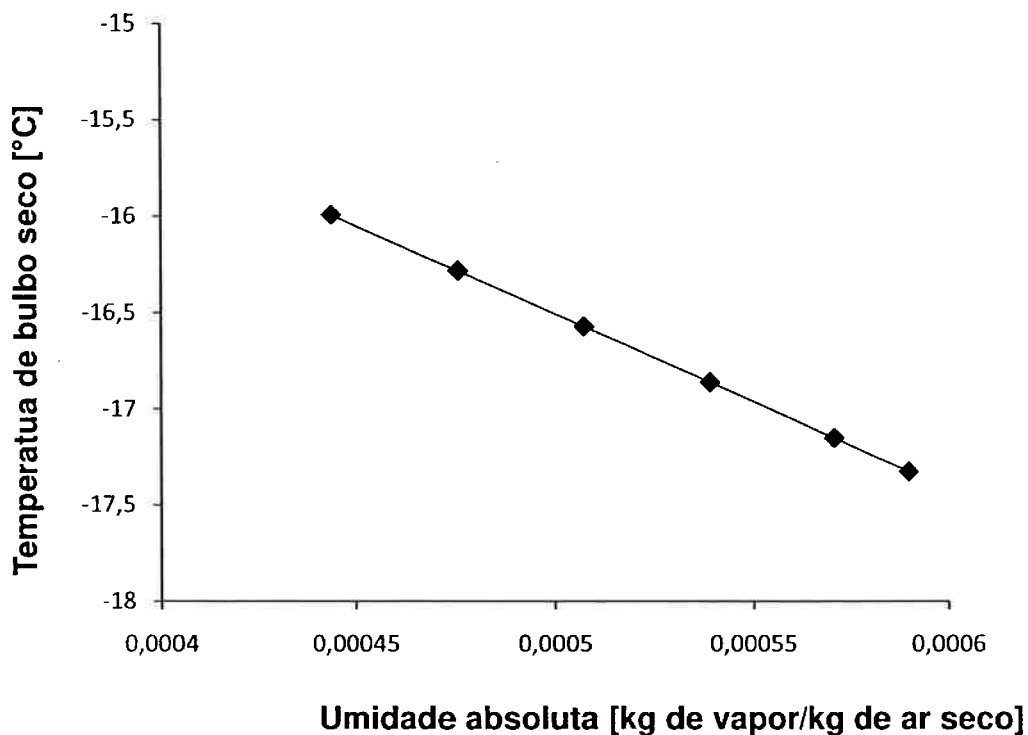


Figura 4.2. Variação da temperatura de bulbo seco do ar na saída do trocador em função da umidade absoluta (para o evaporador n°5 e temperatura de evaporação= -20°C).

Em relação aos parâmetros geométricos, as Figs. 4.3 e 4.4 apresentam a variação da taxa de transferência de calor em função do número de fileiras para os evaporadores com espaçamento de aletas de 6,35 mm e 4,23 mm respectivamente. Como esperado, observa-se, nos dois casos, uma redução na taxa de transferência de calor (em média 48%) quando há uma redução do número de fileiras, pois há uma redução da área de troca de calor.

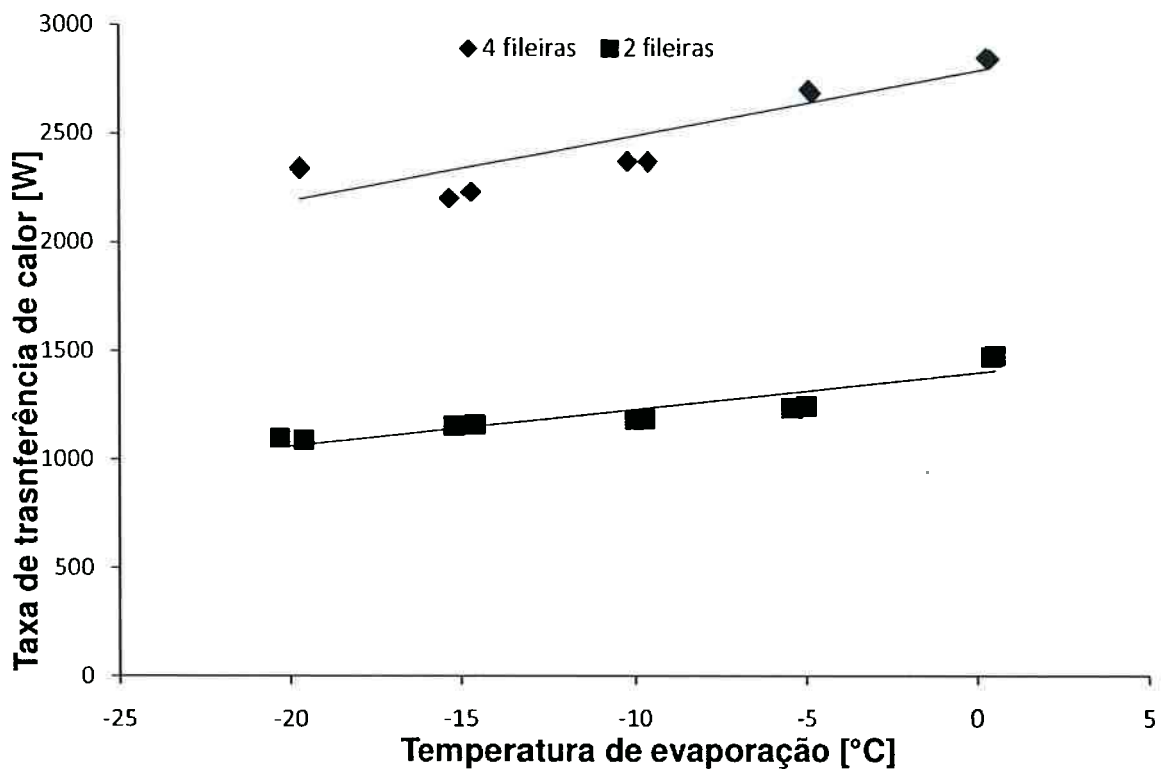


Figura 4.3. Variação da taxa de transferência de calor em função da temperatura de evaporação e do número de fileiras para espaçamento de aletas 6,35 mm.

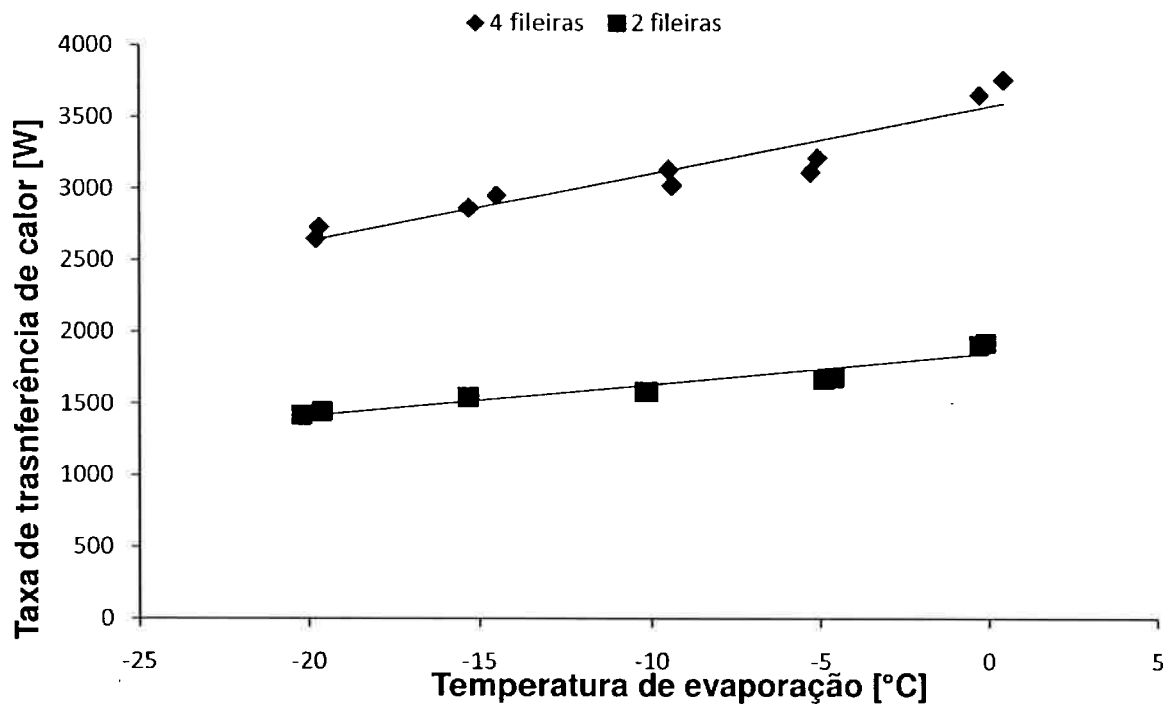


Figura 4.4. Variação da taxa de transferência de calor em função da temperatura de evaporação e do número de fileiras para espaçamento de aletas 4,23 mm.

Outro aspecto relacionado à geometria dos evaporadores é o espaçamento de aletas, cujo efeito pode ser observado na Fig. 4.5 para diferentes temperaturas de evaporação. Pode-se constatar que a diminuição do espaçamento de aletas aumenta a taxa de transferência de calor, uma vez que esta redução do espaçamento promove um aumento da área de transferência de calor e um maior nível de turbulência.

Para analisar a variação da taxa de transferência de calor para diferentes espaçamentos de aleta, mantida uma temperatura de evaporação constante, são realizadas regressões polinomiais para se avaliar linhas de tendência para as curvas da Fig. 4.5. Em seguida, utilizando-se estas linhas de tendência é calculada a taxa de transferência de calor para uma dada temperatura de evaporação e a sua variação percentual em relação ao espaçamento de 4,23 mm para diferentes espaçamentos de aleta, cujo resultado para uma temperatura de evaporação de -10°C é apresentado na Fig. 4.6. Pode-se notar a existência de tendência linear da variação percentual da taxa de transferência de calor para diferentes espaçamentos e esta variação é similar para diferentes temperaturas de evaporação.

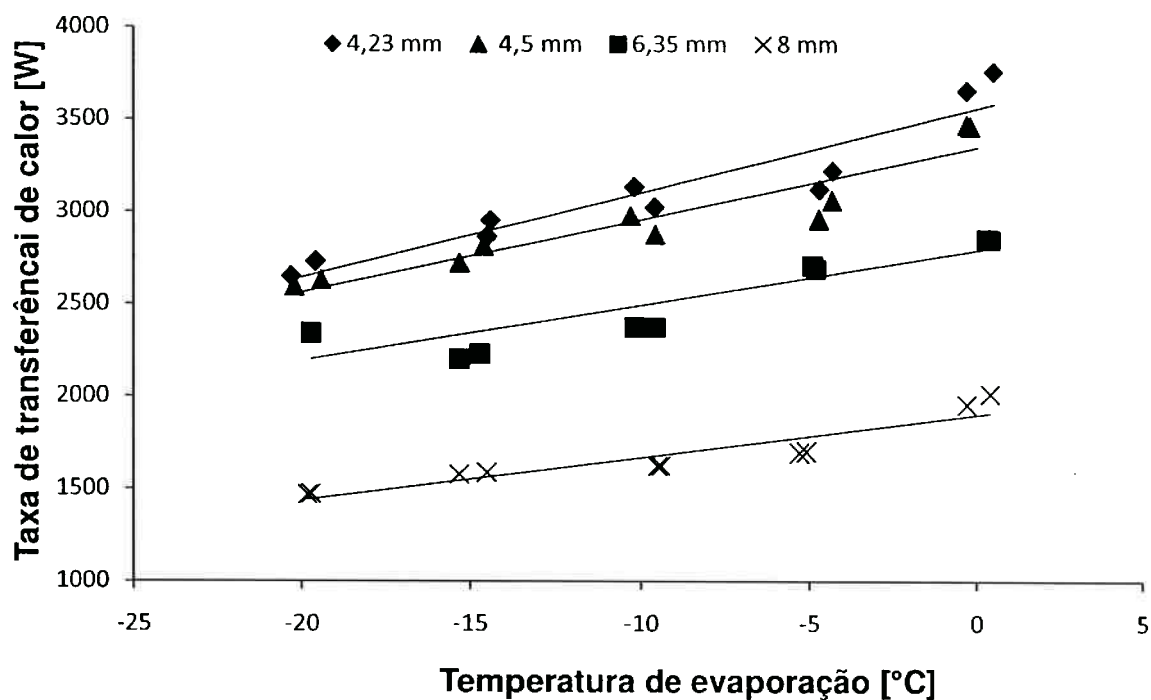


Figura 4.5. Taxa de transferência de calor em função do espaçamento de aletas para diferentes temperaturas de evaporação.

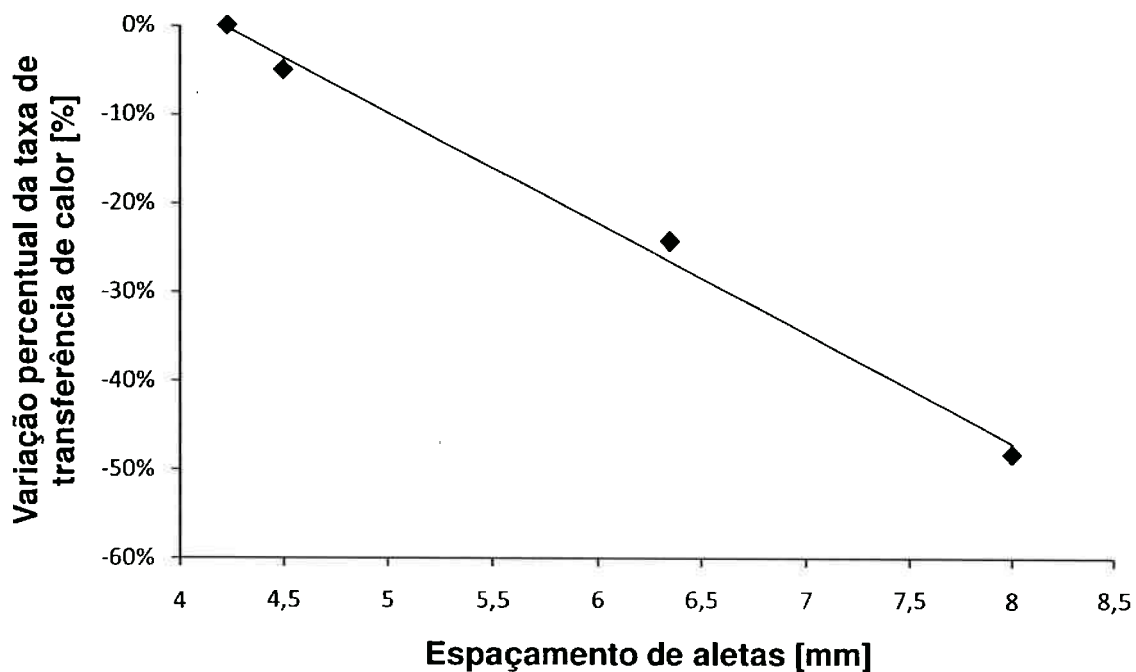


Figura 4.6. Variação percentual da taxa de transferência de calor em função do espaçamento de aletas para temperatura de evaporação de -10°C.

4.2. Efeito dos parâmetros de operação e da geometria com formação de neve

Para os ensaios em que ocorre a formação de neve, é necessário inicialmente definir variáveis adequadas para representar este processo. Para tanto, realiza-se a análise da curva da taxa de transferência de calor em função do tempo, conforme mostrado na Fig. 4.7, em que são observadas três regiões distintas:

- a **região 1**, que caracteriza a taxa de transferência de calor estável sem a formação de neve;
- a **região 2**, onde ocorre o processo de formação de neve com uma redução gradativa da taxa de transferência de calor;
- a **região 3**, onde a formação de neve chega ao ponto de praticamente bloquear a passagem do ar pelo evaporador; após o bloqueio do evaporador pela neve formada, o evaporador atinge uma nova condição de regime permanente, e a sua taxa de transferência estabiliza-se em um novo patamar.

Este trabalho propõe caracterizar o processo de formação de neve por meio de duas variáveis:

- o **tempo de formação de neve**, que é o intervalo de tempo medido entre o início e o término da formação de neve, que seria o tempo decorrido na região 2 da Fig. 4.7;
- a **redução percentual da taxa de transferência de calor** promovida pelo bloqueio do trocador pela neve.

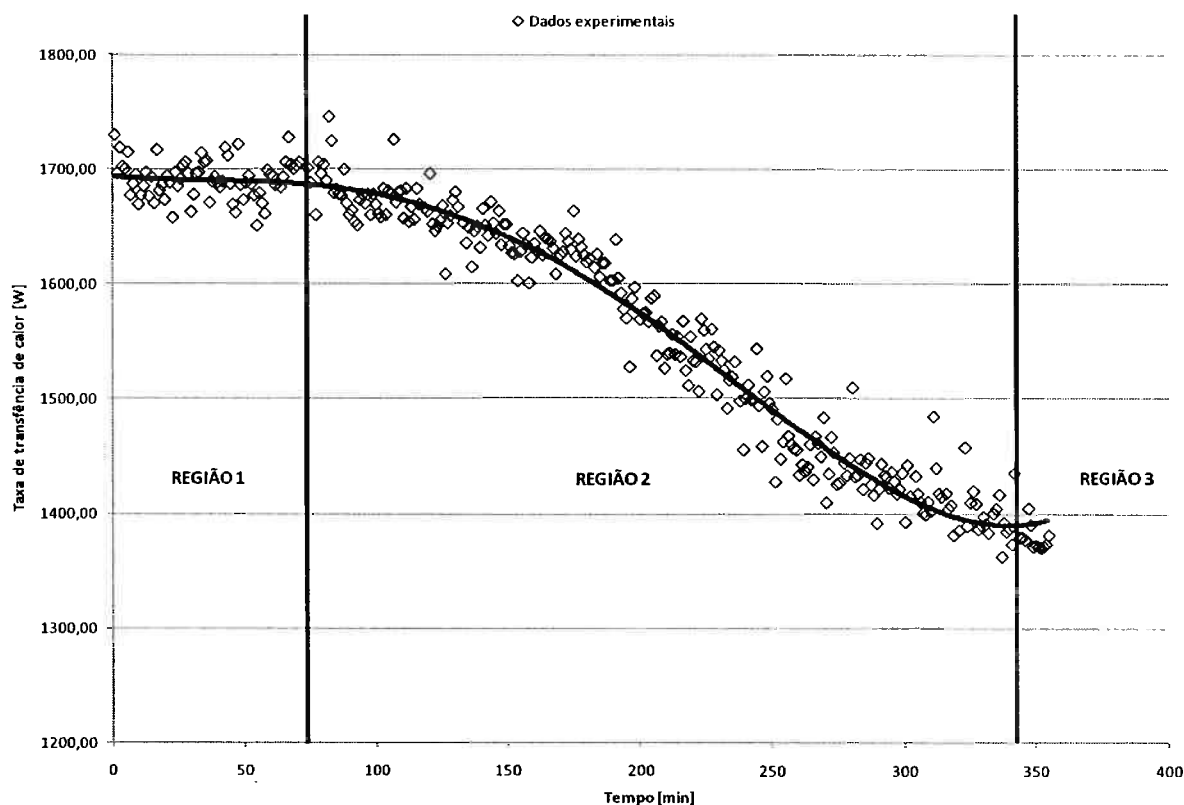


Figura 4.7. Variação da taxa de transferência de calor em função do tempo durante ensaio com formação de neve.

A utilização destas variáveis requer a definição de um critério para avaliar os instantes em que se inicia a formação de neve e em que o processo se estabiliza, caracterizando o final do processo. No presente trabalho não foi possível definir estes dois instantes por meio de recurso visual, utilizando as imagens feitas durante os ensaios, visto que a câmera de vídeo utilizada não oferecia qualidade de imagem suficiente para esta tarefa. Assim, estes instantes de início e término da formação de neve foram determinados a partir da análise dos resultados experimentais.

Para esta análise deve-se considerar que os dados experimentais têm uma flutuação natural induzida pelo funcionamento do compressor alternativo e pela válvula de expansão utilizados no aparato experimental, o que dificulta a caracterização do instante inicial e final da região 2 da Fig. 4.7. Desse modo, mostrou-se necessária a definição de uma linha de tendência que representasse o comportamento da curva de variação da taxa de transferência de calor. Com a representação adequada desta curva, seria possível definir melhor o tempo total da região 2 da Fig. 4.7.

Após levantamento bibliográfico, concluiu-se que a equação modificada de Gompertz representa adequadamente o comportamento da taxa de transferência de calor durante o processo de formação de neve. A equação original de Gompertz (Stoecker, 1989) é definida pela Eq. 4.1, cujo comportamento é mostrado na Fig. 4.8. Esta equação é muito utilizada para representar o crescimento da população de seres microscópicos em que ocorre um rápido crescimento no início da criação da população e depois se atinge uma condição de saturação.

$$y = ab^{c^x} \quad (4.1)$$

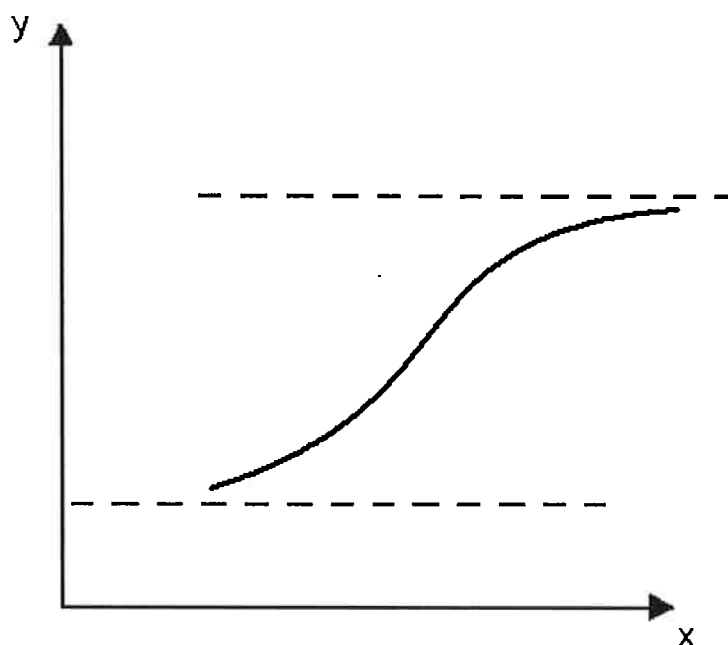


Figura 4.8. Comportamento da equação de Gompertz.

O comportamento da equação de Gompertz é exatamente oposto ao encontrado no processo de formação de neve e conseqüente redução da taxa de transferência de calor. Porém, é possível considerar que existe uma similaridade no fenômeno físico representado pela equação de Gompertz e a degradação da taxa de transferência de calor, uma vez que esta degradação está associada ao crescimento da população de cristais de neve.

Dessa maneira, são introduzidas modificações na equação original para se obter uma curva de Gompertz inversa, que apresenta um valor inicial maior que o valor final. O valor inicial da função é caracterizado pelo valor médio da taxa de transferência de calor antes do início do processo de formação de neve e o valor final é caracterizado pelo valor médio desta taxa após o bloqueio parcial da área de passagem do ar. Deve-se acrescentar que este bloqueio

não é completo, pois o processo de formação de neve não bloqueia a região mais externa dos evaporadores, possibilitando a passagem do ar e, conseqüentemente, a realização da transferência de calor, mesmo com 90% da área de face bloqueada. A equação modificada é representada na Eq. 4.2.

$$y = a + \left(\exp \left(b * \exp \left(\frac{t}{c} \right) \right) \right) \quad (4.2)$$

Os coeficientes a , b e c para os diversos ensaios são obtidos por regressão não linear, utilizando-se o método de otimização de métrica variável, que é uma versão multidimensional do método de aproximações quadráticas (Press, 1992). Para esta regressão utilizou-se o *software EES* (2008) que tem o método de otimização implementado em rotinas internas e utiliza as Eqs. 4.3 a 4.8 (EES, 2008).

$$y(\bar{x}) = y(\bar{x}_0) + \sum_i \frac{\partial y}{\partial x_i} x_i + \frac{1}{2} \sum_i \sum_j \frac{\partial^2 y}{\partial x_i \partial x_j} x_i x_j + \dots \quad (4.3)$$

$$Y(\bar{X}) = A + \bar{B} \bar{X} + \frac{1}{2} \bar{X} \bar{C} \bar{X} \quad (4.4)$$

$$\nabla Y(\bar{X}) = \bar{C} \bar{X} + \bar{B} \quad (4.5)$$

$$\bar{C} \bar{X}_{min} = -\bar{B} \quad (4.6)$$

$$\bar{X}_{min} - \bar{X} = \bar{C}^{-1} [-\nabla Y(\bar{X})] \quad (4.7)$$

$$\bar{X}_{i+1} - \bar{X}_i = \bar{C}^{-1} [\nabla Y(\bar{X}_{i+1}) - \nabla Y(\bar{X}_i)] \quad (4.8)$$

A Eq. 4.3 fornece a representação da equação $y(x)$ a ser utilizada por meio de séries de Taylor e a sua aproximação quadrática é calculada pela Eq. 4.4. O gradiente da função no ponto é avaliado pela Eq. 4.5 e, para o ponto ótimo (ou de mínimo erro), a Eq. 4.6 deve ser satisfeita. Assim, subtraindo-se a Eq. 4.5 da Eq. 4.6 obtém-se a Eq. 4.7, que é discretizada conforme mostra a Eq. 4.8.

Além deste método, o *software EES* possui rotinas incorporadas para os métodos de busca direta e de algoritmo genético. Realizou-se uma análise comparativa destes métodos, visando à obtenção da regressão linear da Eq. 4.2 para os dados experimentais. Esta análise

indicou que o método de otimização de métrica variável aqui adotado mostrou-se mais rápido e apresentou incertezas menores ($\pm 4\%$) que a dos outros dois métodos ($\pm 8,5\%$).

Com a definição da função modificada de Gompertz, que caracteriza bem o comportamento dos evaporadores durante o processo de formação de neve, realiza-se o levantamento do tempo de formação de neve para os ensaios realizados em todos os evaporadores. Em seguida é feita uma análise do efeito dos parâmetros de operação e de geometria, como é feito para os ensaios sem formação de neve.

A Fig. 4.9 apresenta o tempo de formação de neve em função da temperatura de evaporação para um dos evaporadores. Este comportamento, praticamente linear, é semelhante para todos os evaporadores ensaiados. Em função das menores temperaturas de evaporação, são impostas temperaturas superficiais menores, o que implica uma mudança da inclinação da linha reta do processo de resfriamento do ar e uma conseqüente redução maior da umidade absoluta na saída, como mostra a Fig. 4.10. Por isso, a taxa de condensação de água no processo com temperatura superficial menor será maior, aumentando a espessura da camada de neve, reduzindo assim o tempo para o bloqueio do evaporador.

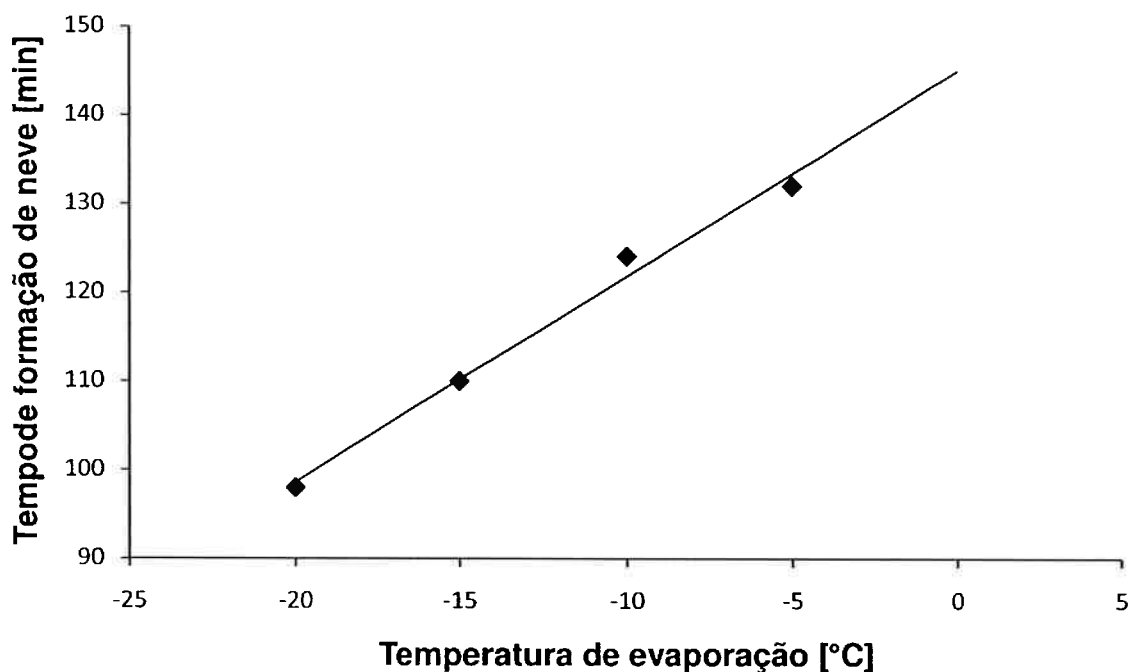


Figura 4.9. Avaliação do efeito da temperatura de evaporação sobre a duração do processo de formação de neve.

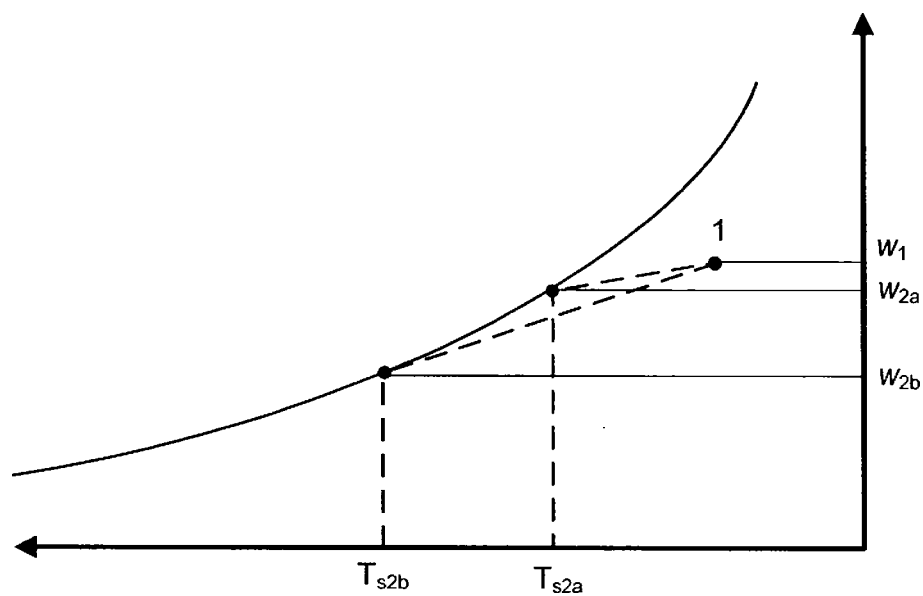


Figura 4.10. Avaliação da variação da umidade absoluta devido à redução da temperatura superficial.

A Fig. 4.11 apresenta o efeito do número de fileiras e do espaçamento de aletas no tempo de formação de neve. Pode-se constatar que, mantida a temperatura de evaporação constante, os aumentos do número de fileiras e do espaçamento de aletas resultam em volumes maiores para crescimento da neve, promovendo tempos de formação de neve maiores.

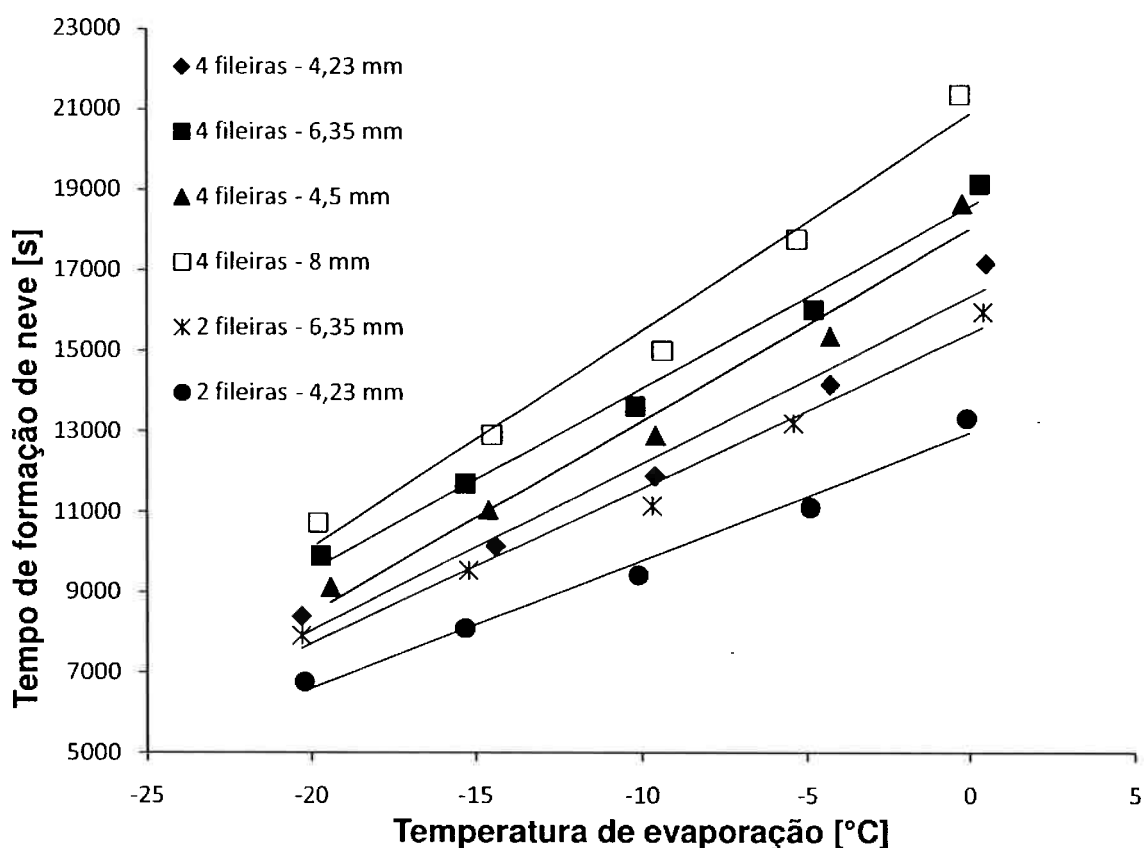


Figura 4.11. Avaliação da variação do tempo de formação de neve em função do número de fileiras e espaçamento de aletas.

A Fig. 4.12 apresenta o efeito da variação da umidade relativa na seção de entrada do trocador sobre o tempo de formação de neve para a temperatura de evaporação de -10°C . Pode-se observar que o aumento da umidade relativa promove uma redução do tempo de formação de neve. Isto ocorre porque uma maior umidade relativa significa uma maior umidade absoluta, e assim tem-se uma maior massa de vapor d'água disponível para condensação e solidificação. Por conseguinte, em função do maior gradiente de vapor d'água ocorrerá uma maior formação de neve, diminuindo os tempos de formação de neve do evaporador.

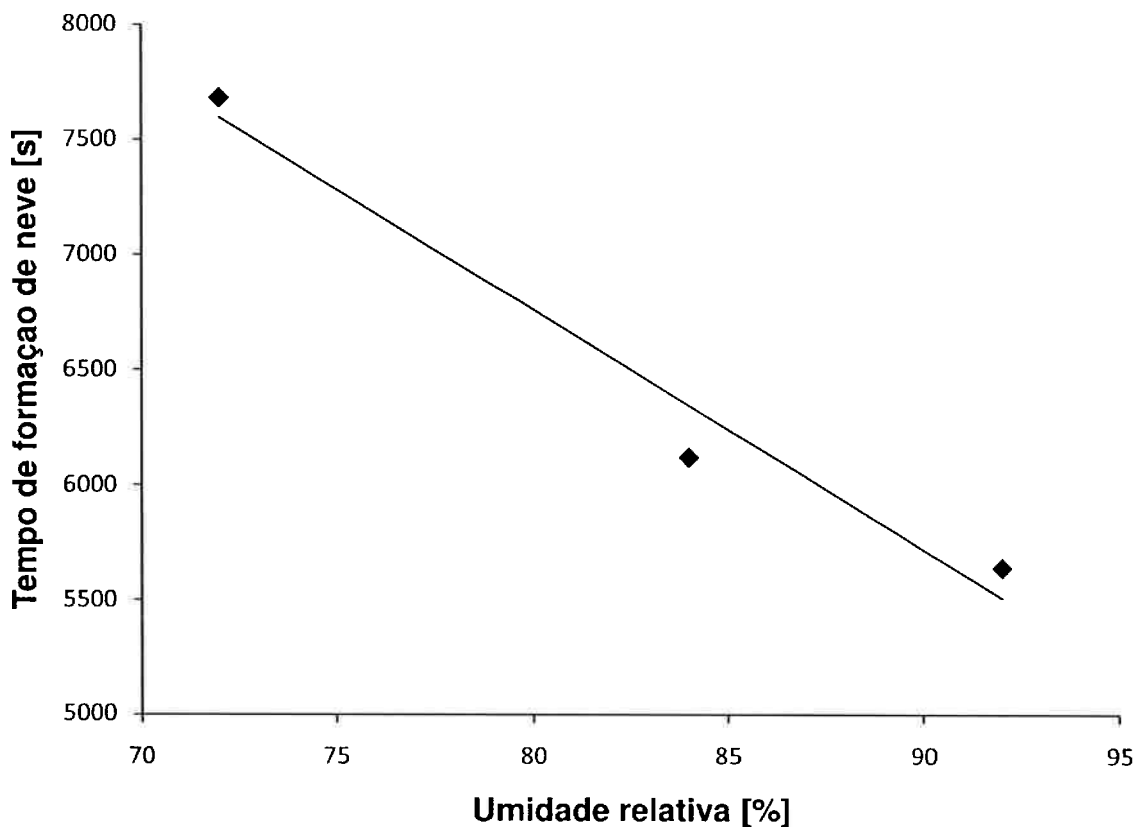


Figura 4.12. Avaliação da variação do tempo de formação de neve em função da umidade relativa do ar na seção de entrada do trocador.

A Fig. 4.13 apresenta a redução percentual da taxa de transferência de calor causada pelo processo de formação de neve em função da temperatura de evaporação e da geometria do evaporador. Constata-se a ocorrência de comportamentos muito diferentes para cada evaporador ensaiado, impossibilitando a definição de alguma tendência para esta variável aqui analisada. Contudo, é possível verificar que a redução percentual varia entre 18,3% e 22,4%, com um valor médio de 20,3%, o que pode ser considerado uma variação pequena e dentro da faixa de incerteza do aparato experimental ($\pm 5\%$).

Esta variável pode auxiliar no entendimento do desempenho de evaporadores com formação de neve e o seu comportamento deve ser melhor explorado, no intuito de buscar uma melhor caracterização do estado de bloqueio do evaporador pela formação de neve. Porém, este aprofundamento exigiria um maior número de ensaios bem mais específicos e com um conjunto de sensores que não estão disponíveis no aparato experimental utilizado, e assim optou-se por não realizar este aprofundamento no escopo deste trabalho.

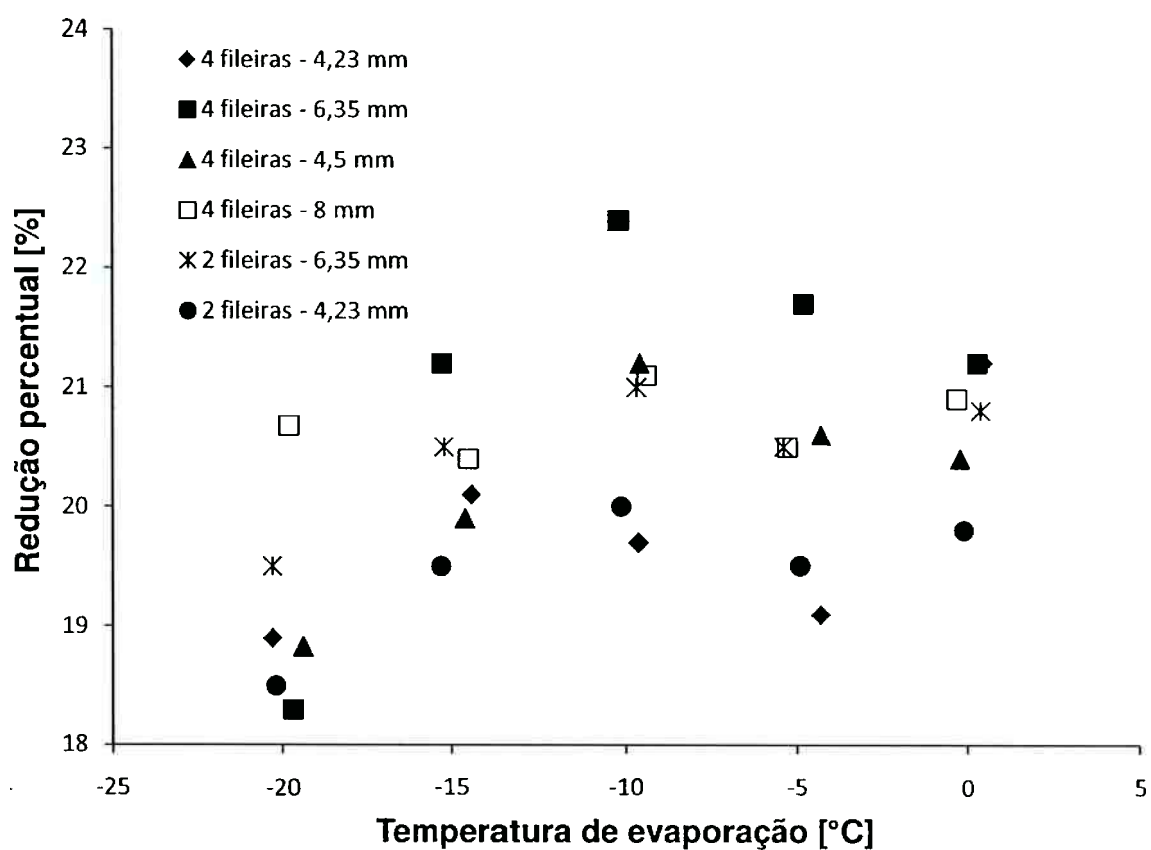


Figura 4.13. Avaliação da variação da redução percentual da taxa de transferência de calor em função do número de fileiras e espaçamento de aletas.

MODELAGEM MATEMÁTICA

Neste capítulo será apresentado o modelo matemático proposto para representar o comportamento dos evaporadores a baixa temperatura com formação de neve. Após a descrição do modelo e de suas hipóteses, será apresentado o fluxograma de solução do modelo e sua implementação.

5.1. Desenvolvimento do modelo

Com base nos ensaios e análises realizados, este trabalho propõe um modelo semi-empírico para avaliar a taxa de transferência de calor dos evaporadores a baixa temperatura com formação de neve. Neste modelo, o comprimento total do evaporador (L_{total}) é dividido em 20 seções ao longo do seu comprimento (Fig. 5.1) e para cada seção é realizado o balanço de energia e massa, tanto do lado do ar como do lado do fluido refrigerante.

Uma primeira hipótese a ser adotada é de que o evaporador tenha um único passe tanto para o lado do ar como do lado do fluido refrigerante. No entanto, as correlações utilizadas para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor para o escoamento no ar e no fluido refrigerante são escolhidas de forma adequada para contemplar o número de passes, a circuitação do fluido refrigerante e a geometria do conjunto de tubos e aletas. Essa hipótese foi utilizada por Oskarsson (1990a) com resultados bastante satisfatórios (incertezas de 5 a 14% em relação aos dados experimentais) para este tipo de evaporador e em condições de operação próximas das analisadas neste trabalho.

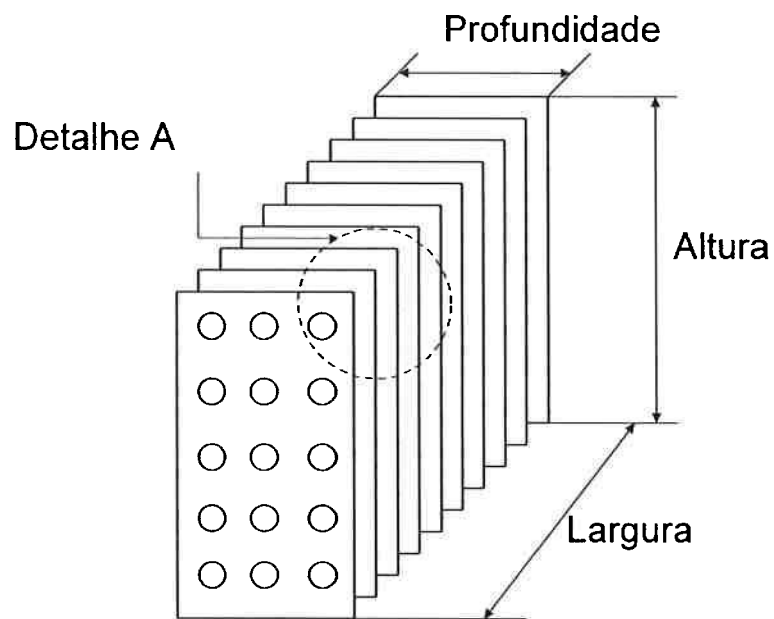


Figura 5.1. Esquema do evaporador e suas principais dimensões.

A Fig. 5.2 mostra o detalhe A da Fig. 5.1, com a indicação das dimensões utilizadas para caracterizar o diâmetro, o espaçamento longitudinal (E_L), espaçamento transversal (E_T) dos tubos e o espaçamento das aletas (E_A).

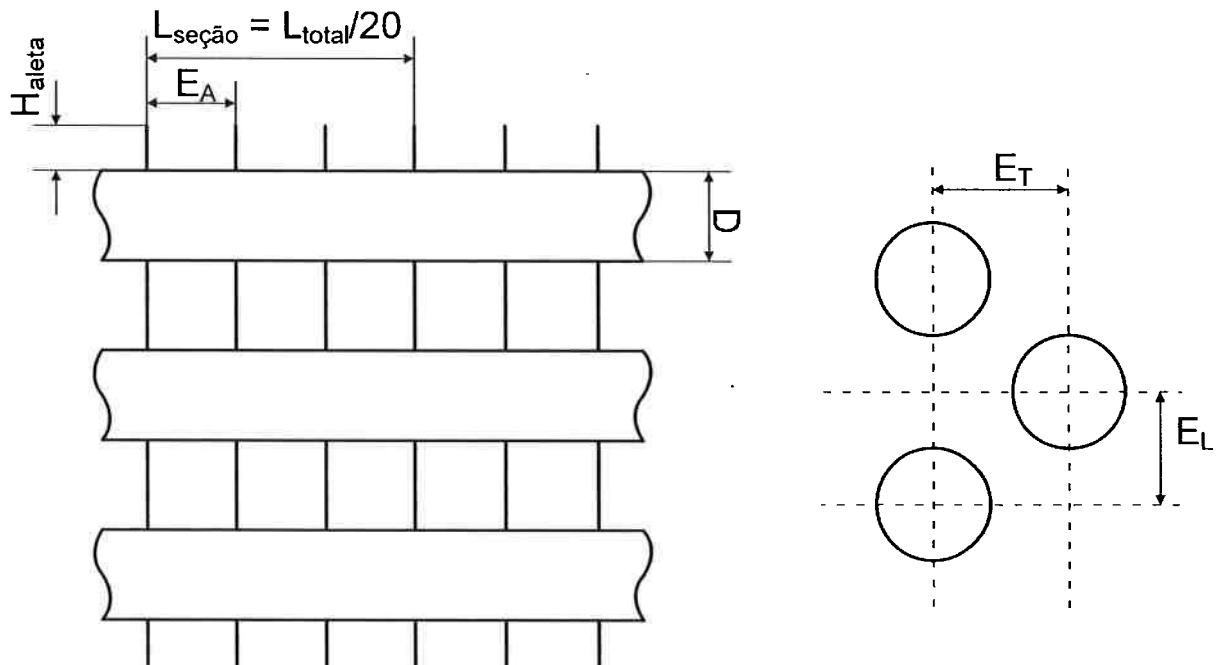


Figura 5.2. Detalhe A do evaporador.

O modelo é desenvolvido para contemplar duas situações distintas: transferência de calor sem formação e com formação de neve. As seguintes hipóteses comuns às duas situações são adotadas:

- a vazão mássica do fluido refrigerante é dividida igualmente pelo número de tubos;
- a vazão mássica do ar é dividida igualmente por 20, que é o número de seções em que é dividido o comprimento total do evaporador;
- a perda de pressão do lado do fluido refrigerante é considerada desprezível;
- o título do fluido refrigerante varia linearmente em cada seção ao longo do comprimento do evaporador;
- a massa de neve formada durante cada intervalo de tempo distribui-se uniformemente em cada seção;
- considera-se o escoamento de fluido refrigerante puro.

Os principais parâmetros de operação utilizados na modelagem do escoamento do ar e do fluido refrigerante encontram-se na Fig. 5.3. Além deles, tem-se ainda a temperatura superficial do tubo (no caso do modelo sem formação de neve) ou a temperatura superficial da camada de neve (no caso do modelo com formação de neve) que será denominada T_s .

Para cada seção do trocador, fazem-se os balanços de massa e energia com base nas hipóteses anteriormente mencionadas. O balanço de massa para o escoamento do fluido refrigerante é dado por:

$$\dot{m}_{ent,fluido\ refrigerante} = \dot{m}_{sai,fluido\ refrigerante} \quad (5.1)$$

Para o escoamento do ar, tem-se:

$$\dot{m}_{ent,ar} = \dot{m}_{sai,ar} + \dot{m}_{neve} \quad (5.2)$$

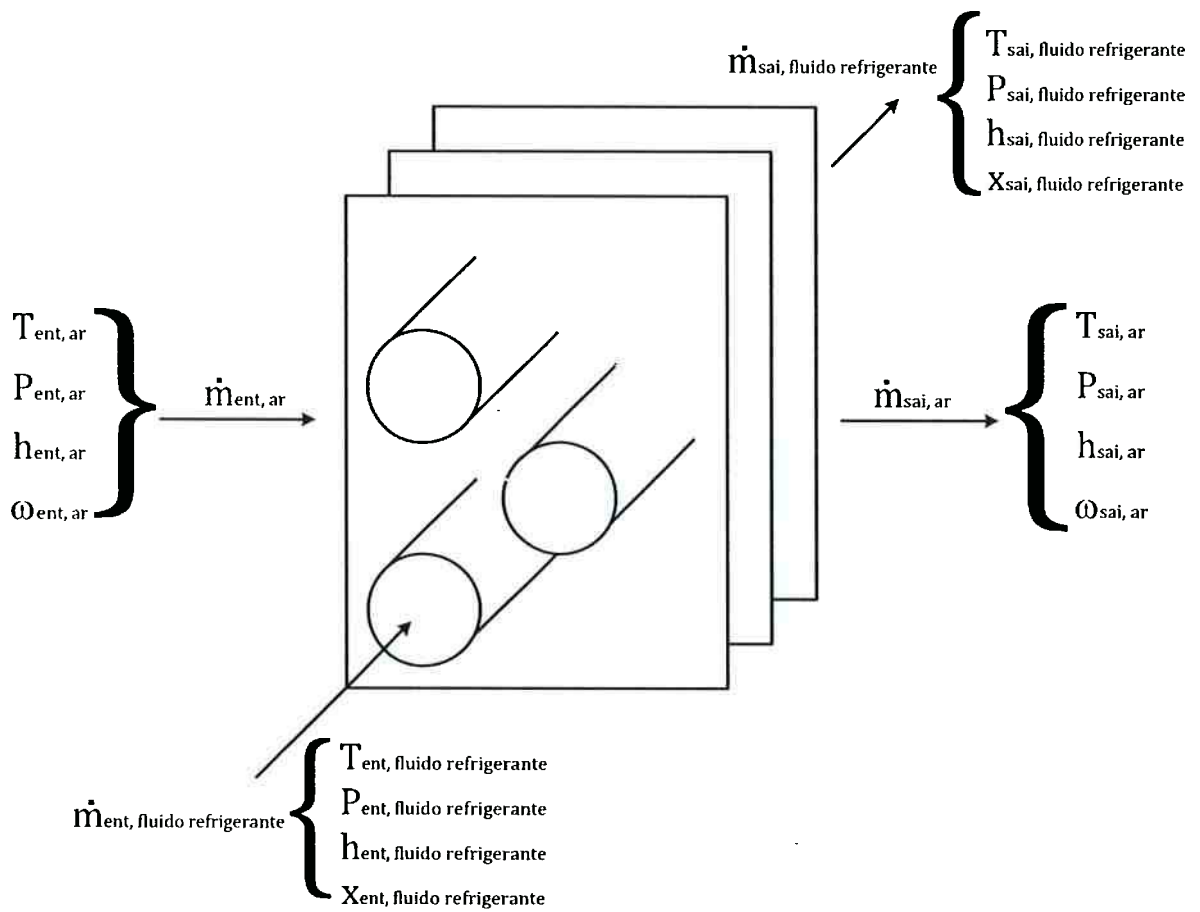


Figura 5.3. Principais parâmetros utilizados na modelagem.

Admitindo que a vazão de ar seco é constante ao longo do trecho do evaporador, a vazão total de ar é dada por:

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{ar\ seco} + \dot{m}_{vapor} = \dot{m}_{ar\ seco}(1 + \omega_{ar}) \quad (5.3)$$

Combinando as Eqs. 5.2 e 5.3 tem-se:

$$\dot{m}_{neve} = \dot{m}_{ar\ seco} * (\omega_{ent, ar} - \omega_{sai, ar}) \quad (5.4)$$

Partindo das hipóteses consideradas, o balanço de energia pelo lado do fluido refrigerante é dado por:

$$\dot{q}_{\text{fluido refrigerante}} = \dot{m}_{\text{fluido refrigerante}} * (h_{\text{sai,fluido refrigerante}} - h_{\text{ent,fluido refrigerante}}) \quad (5.5)$$

Já para o lado do ar:

$$\dot{q}_{\text{ar}} = \dot{m}_{\text{ar}}(h_{\text{sai,ar}} - h_{\text{ent,ar}}) \quad (5.6)$$

Adicionalmente, admitindo-se que toda a troca de calor ocorre apenas entre o ar e o fluido refrigerante, tem-se que:

$$\dot{q}_{\text{fluido refrigerante}} = -\dot{q}_{\text{ar}} \quad (5.7)$$

Realizando o balanço de energia para o lado do ar, a taxa de transferência de calor para o ar é obtida pela Eq. 5.8.

$$\dot{q}_{\text{ar}} = \dot{q}_{\text{sensível}} + \dot{q}_{\text{condensação}} + \dot{q}_{\text{neve}} \quad (5.8)$$

A parcela de energia transferida ao ar devido à variação de temperatura (calor sensível) pode ser avaliada pela Eq. 5.9:

$$\dot{q}_{\text{sensível}} = U_{\text{ext}}A_{\text{ext}}(T_{\text{ar,média}} - T_{\text{fluido refrigerante}}) \quad (5.9)$$

O coeficiente global de transferência de calor do lado externo (U_{ext}) é calculado utilizando-se a Eq. 5.10. Este coeficiente leva em consideração as resistências térmicas relativas ao escoamento do ar, do fluido refrigerante e da camada de neve. Para este cálculo, admite-se que a resistência térmica da parede do tubo de cobre é desprezível em relação às demais resistências, em função da pequena espessura do tubo (1,0 a 2,0 mm) e condutividade térmica do material (cobre) muito alta, variando de 405 a 408 W/m.K para a faixa de variação de temperatura (-20 a 0°C) dos ensaios realizados (Incropera et al, 2008). Além disso, foi desprezada a resistência térmica de contato entre os tubos e aletas, pois dados levantados na literatura mostram que os valores encontrados para esta resistência entre tubos de cobre e

aletas de alumínio encontram-se na faixa de valores de $6,67 \times 10^{-5}$ a $1,0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$ (Sheffield et al., 1985 apud Oskarsson, 1990a).

$$U_{ext} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{fluido refrigerante}}} + \frac{e_{\text{neve}}}{k_{\text{neve}}} + \frac{1}{h_{\text{ar}} \eta_{\text{aleta}}}} \quad (5.10)$$

A fim de verificar a validade destas últimas hipóteses, a Tab. 5.1 apresenta uma avaliação das diversas resistências térmicas para uma situação típica. Como se pode notar, as resistências impostas pela parede de cobre e pelo contato tubo-aleta são de pelo menos uma ordem de grandeza menor do que em relação a outras parcelas, validando as hipóteses feitas em relação a estas resistências.

Tabela 5.1. Comparação de valores de resistência térmica.

Componente	Resistência térmica ($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$)
Escoamento do ar	$5,88 \times 10^{-3}$ a 1×10^{-2}
Escoamento de fluido refrigerante	$7,14 \times 10^{-4}$ a 1×10^{-3}
Parede de cobre	$2,45 \times 10^{-6}$ a $4,94 \times 10^{-6}$
Neve	2×10^{-2} a 5×10^{-2}
Resistência de contato	$6,67 \times 10^{-5}$ a $1,0 \times 10^{-4}$

A avaliação do coeficiente de película para o escoamento do fluido refrigerante e do ar baseia-se em formulação proposta por Oskarsson et al. (1990a; 1990b). Esta modelagem define três regiões no escoamento do fluido refrigerante para o cálculo do coeficiente de película: região bifásica, região de transição e região superaquecida.

Para a região bifásica, o coeficiente de película ($h_{\text{bifásico}}$) é calculado pela correlação proposta por Pierre (1955), Eq. 5.11, válida para o escoamento de fluidos refrigerantes com evaporação com o título variando entre 0,2 e 0,9:

$$h_{\text{bifásico}} = 0,0009 * \frac{k_l}{D_i} * Re^2 * K_f \quad (5.11)$$

onde:

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu_l} e K_f = \frac{(x_{ent} - x_{sai}) \cdot h_{lv}}{L \cdot g} \quad (5.12)$$

Para a região superaquecida, utiliza-se a correlação proposta por Hiller (1976 apud Oskarsson, 1990a), Eq. 5.13, para o cálculo do coeficiente de película ($h_{superaquecida}$).

$$h_{superaquecido} = 0,0108 * C_p^{1/3} * k_v^{1/3} * \mu_v^{-2/3} * Re_v \quad (5.13)$$

com:

$$Re_v = \left(\frac{G \cdot D_i}{\mu_v} \right) \quad (5.14)$$

Para a região de transição, a modelagem de Oskarsson et al. (1990a e b) propõe que o coeficiente de película para o escoamento do fluido refrigerante ($h_{transição}$) seja calculado como uma ponderação entre $h_{bifásico}$ e $h_{superaquecida}$, Eq. 5.15.

$$h_{transição} = h_{bifásico} * \text{sen}^2 \left(\frac{\pi}{2} (1 - \omega) \right) + h_{superaquecida} * \text{cos}^2 \left(\frac{\pi}{2} (1 - \omega) \right) \quad (5.15)$$

com:

$$\omega = \frac{x - x_{transição}}{1 - x_{transição}} \quad (5.16)$$

onde $x_{transição}$ é o título do início do trecho de transição.

O modelo proposto por Oskarsson et al. (1990a; 1990b) assumia inicialmente que o título no início do trecho de transição era de 0,9. Segundo o autor esta consideração provocou uma superestimativa da taxa de transferência de calor quando comparada aos dados experimentais, o que levou o autor a sugerir que o valor de $x_{transição}$ fosse modificado para 0,75. Para avaliar o impacto desta consideração no modelo aqui proposto, foram realizadas

duas simulações para uma temperatura de evaporação de -15°C e a geometria do evaporador n.º 02. Para cada simulação, foi imposto um valor diferente da variável $x_{\text{transição}}$: 0,8 e 0,9. Os resultados destas simulações são apresentados na Tab. 5.2.

Tabela 5.2. Variação percentual da taxa de transferência de calor entre resultados de simulação e dados experimentais para diferentes valores de $x_{\text{transição}}$ (evaporador n.º 02 - temperatura de evaporação -15°C).

$x_{\text{transição}}$	Variação percentual da taxa de transferência de calor [%]
0,75	12,1
0,80	19,0
0,90	32,2

Este resultado parcial atesta, em uma análise preliminar, que o impacto da variável $x_{\text{transição}}$ é elevado. Para que uma avaliação adequada da sensibilidade do efeito desta variável seja realizada, seria necessária a execução de um número elevado de simulações dos diversos evaporadores para as condições de ensaios aqui realizadas modificando a variável $x_{\text{transição}}$. Assim optou-se pela não elaboração desta avaliação e sugere-se que este estudo seja tema para uma pesquisa futura. Em virtude do resultado parcial obtido e das constatações realizadas por Oskarsson et al. (1990a; 1990b), será adotado o valor de 0,75 para a variável $x_{\text{transição}}$ no modelo proposto no presente trabalho.

Por fim, a modelagem de Oskarsson utiliza a correlação proposta por Mcquiston et al. (1981 apud Oskarsson, 1990a), Eq. 5.17, para avaliação do coeficiente de película do lado do ar. Esta correlação é válida para trocadores de calor com tubos com aletas planas lisas com 1 a 4 fileiras.

$$h_{ar} = \frac{jCp_{ar}G_{max}}{Pr^{2/3}} \quad (5.17)$$

onde:

$$- j = 0,2675P + 1,325 \times 10^{-6} \quad (5.18)$$

$$- P = Re_D^{-0.4} \left(\frac{A_{ext}}{A_t} \right)^{-0.15} \quad (5.19)$$

$$- \frac{A_o}{A_t} = \frac{4 S_L S_R}{\pi D_h D_{ext}} \quad (5.20)$$

$$- \sigma = \frac{A_{min}}{A_f} \quad (5.21)$$

$$- Re_D = \frac{G_{max} D}{\mu_{ar}} \quad (5.22)$$

$$- D_h = \frac{4 A_{min} S_L}{A_{ext}} \quad (5.23)$$

O cálculo da eficiência global da aleta é feito por meio de equação modificada de aleta plana retangular descrita por Incropera et al. (2008), apresentada na Eq. 5.24. Nesta equação define-se uma espessura equivalente e uma condutividade térmica equivalente da aleta como ponderações entre os valores destas propriedades para o material da aleta e para a neve, Eqs. 5.27 e 5.28. Deve-se acrescentar que a espessura equivalente da aleta será modificada ao longo do processo de formação de neve. Isto porque a hipótese principal adotada para o processo de formação da neve é de que toda a massa de água condensada e posteriormente congelada é distribuída uniformemente ao longo do trecho em análise.

Para o cálculo da condutividade térmica da neve é utilizada a equação proposta por Yonko & Sepsy (1967 apud Chen et al., 2000), Eq. 5.29, desenvolvida pelos autores especificadamente para processos de formação de neve em trocadores de calor com tubos e aletas planas. A densidade foi calculada pela equação desenvolvida por Hayashi et al. (1977 apud O'Neal & Tree, 1985), Eq. 5.30, para condições de temperatura de bulbo seco e da superfície de contato com gelo variando de -25 a 0°C, velocidades do ar de 2,0 a 6,0 m/s e umidades absolutas de 0,0001 a 0,01. Estas condições abrangem a faixa de condições de operação dos ensaios realizados neste trabalho.

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} \quad (5.24)$$

onde:

$$- L_c = L + t_{eq}/2 \quad (5.25)$$

$$- m = \sqrt{\frac{2h_{ar}}{k_{eq}t_{eq}}} \quad (5.26)$$

$$- t_{eq} = t_{aleta} + 2t_{neve} \quad (5.27)$$

$$- k_{eq} = \frac{t_{eq}}{\frac{t_{aleta}}{k_{aleta}} + 2\frac{t_{neve}}{k_{neve}}} \quad (5.28)$$

$$- k_{neve} = 0,02422 + 0,0000011797 * \rho_{neve}^2 + 0,007241 * \rho_{neve} \quad (5.29)$$

$$- \rho_{neve} = 650 * e^{0.177 * T_s} \quad (5.30)$$

sendo T_s a temperatura da superfície de neve.

As equações aqui apresentadas são implementadas no *software Engineering Equation Solver* - EES (2008). Este *software* permite introduzir conjuntos de equações não lineares que são resolvidas simultaneamente por meio de algoritmos bastante robustos que utilizam uma variante do método de Newton em conjunto com técnicas de matrizes esparsas. Além disso, o programa possui internamente funções para cálculo de propriedades termofísicas de dezenas de fluidos e materiais, o que facilita muito a simulação de sistemas e/ou componentes de refrigeração. A Fig. 5.1 apresenta uma tela com uma das janelas de interface do programa.

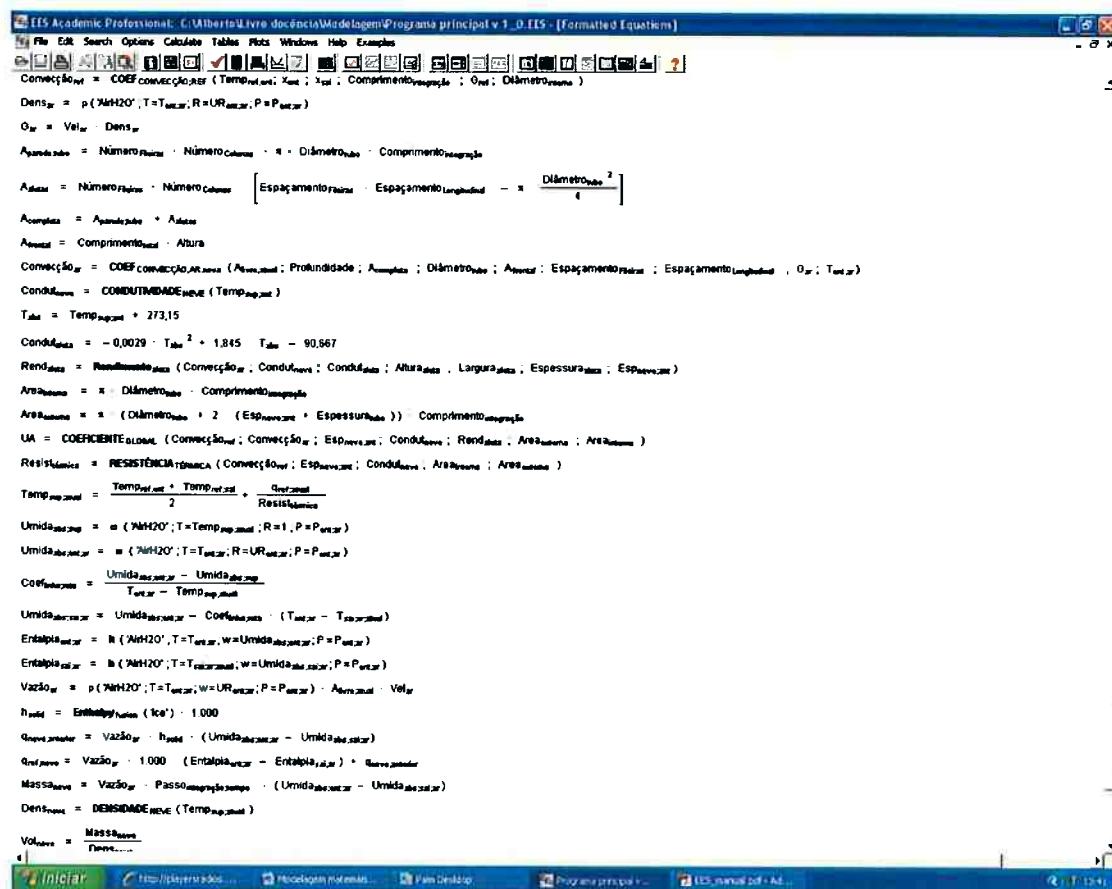


Figura 5.4. Janela de interface do *software Engineering Equation Solver*.

Para que o sistema de equações introduzido no EES convirja, é necessário que este sistema contenha o mesmo número de equações e incógnitas. Para que isto ocorra, são introduzidas mais equações que incorporem as seguintes variáveis: título do fluido refrigerante na seção de saída de cada trecho do trocador de calor, temperatura de bulbo seco do ar na seção de saída, umidade absoluta ou relativa do ar na seção de saída e temperatura superficial do tubo ou da camada de neve em cada trecho do trocador. Além destas equações, é necessário admitir as seguintes hipóteses adicionais:

- a temperatura superficial do tubo ou da camada de neve em cada trecho de simulação é constante;
- a mistura ar seco e vapor de água nas condições analisadas tem o número de Lewis ($Le = \alpha/D_{A,B}$) próximo de 1.

No intuito de incluir novas equações para caracterizar o processo aqui analisado, admite-se também que o escoamento do ar em cada trecho do evaporador obedeça à “Lei da Linha Reta” (Moreira, 1999; Stoecker, 1985). Esta lei estabelece que, para processos de transferência de calor e massa nos quais o número de Lewis (Le) é próximo de 1, todos os estados termodinâmicos deste processo estejam sobre uma linha reta no diagrama psicrométrico. Esta linha reta é construída por dois pontos. O primeiro é representado pelo estado inicial do ar definido pela temperatura de bulbo seco e sua respectiva umidade absoluta. O segundo é representado pelo estado final definido pela temperatura da superfície onde ocorre a condensação (temperatura de saturação), como mostra a Fig. 5.5.

Conhecidas a temperatura de bulbo seco e umidade absoluta no estado 1 e a temperatura da superfície de condensação, a partir da Lei da Linha Reta tem-se que:

$$\frac{T_1 - T_{sat}}{\omega_1 - \omega_{sat}} = \frac{T_1 - T_2}{\omega_1 - \omega_2} \quad (5.31)$$

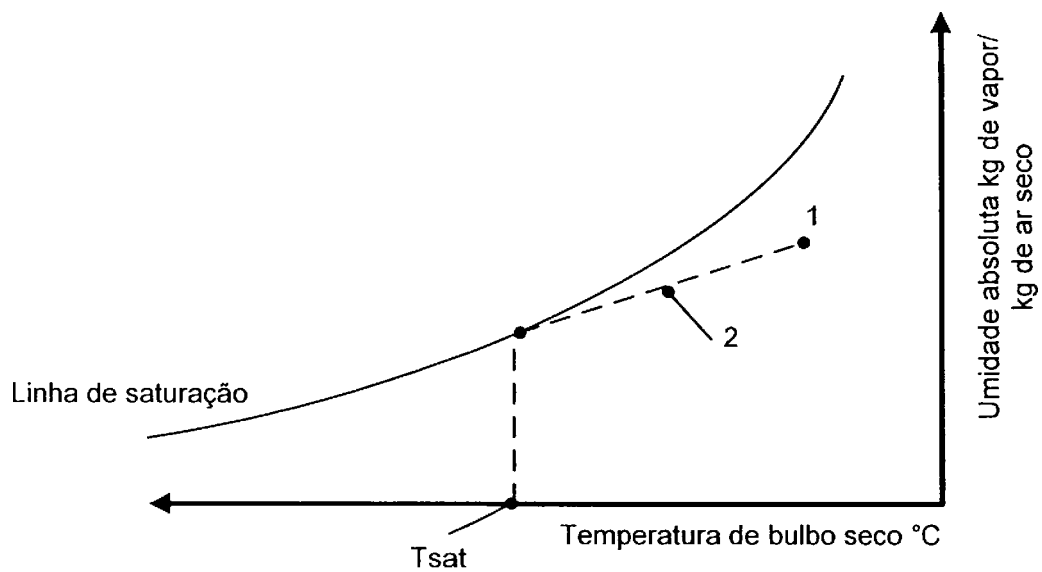


Figura 5.5. Representação da Linha Reta no diagrama psicrométrico.

Desse modo, conhecida a temperatura de bulbo seco ou a umidade absoluta do ar no ponto 2, pode-se calcular a outra propriedade e assim definir o estado termodinâmico no ponto 2. Ademais, para relacionar as temperaturas de bulbo seco do ar nas seções de entrada e saída com a temperatura superficial (T_s), pode-se modificar a Eq. 5.10, como mostrado na Eq. 5.32:

$$\frac{\frac{T_s - T_{\text{fluido refrigerante}}}{1} + \frac{\epsilon_{\text{neve}} L_{\text{neve}}}{k_{\text{neve}}}}{h_{\text{fluido refrigerante}} A_{\text{int}}} = \frac{T_{\text{ar}} - T_s}{\frac{1}{h_{\text{ar}} \eta_{\text{aletas}} A_{\text{int}}}} \quad (5.32)$$

onde:

$$T_{\text{ar}} = (T_{\text{bulbo seco, ent}} - T_{\text{bulbo seco, sai}}) / 2 \quad (5.33)$$

Para o cálculo da parcela de transferência de calor devido à solidificação utiliza-se a Eq. 5.34:

$$\dot{q}_{\text{neve}} = \dot{m}_{\text{ar}} h_{\text{solidificação}} (\omega_{\text{ar, ent}} - \omega_{\text{ar, sai}}) \quad (5.34)$$

onde: $h_{\text{solidificação}}$ é a entalpia de solidificação da água em função da temperatura da superfície onde ocorre a solidificação (Hyland, 1983a; 1983b), calculada diretamente pela biblioteca de funções de cálculo de propriedades do EES.

Para o cálculo da parcela de transferência de calor devido à condensação do vapor de água utiliza-se a Eq. 5.35:

$$\dot{q}_{\text{condensação}} = \dot{m}_{\text{ar}} h_{\text{lv,ar}} (\omega_{\text{ar,ent}} - \omega_{\text{ar,sai}}) \quad (5.35)$$

onde: $h_{\text{lv,ar}}$ é a entalpia de condensação da água em função da temperatura de bulbo seco média do ar e da pressão atmosférica.

Finalmente, para o cálculo da espessura da camada de neve utiliza-se a Eq. 5.36:

$$e_{\text{neve}} = \frac{m_{\text{neve}}}{A_{\text{total}} \rho_{\text{neve}}} \quad (5.36)$$

onde:

$$m_{\text{neve}} = \dot{m}_{\text{ar}} (\omega_{\text{ar,ent}} - \omega_{\text{sai}}) \Delta t \quad (5.37)$$

Na Eq. 5.36, A_{total} representa a área superficial total (tubo mais aletas de cada trecho), e na Eq. 5.37 o valor de Δt , que corresponde ao intervalo de tempo definido para a simulação com formação de neve, é igual a 600 s.

No início da simulação, admite-se que a variação total do título ao longo do evaporador é dividida pelo número de trechos (no caso 20). Esta variação total é dada pela diferença entre o título na seção de entrada, conhecido em função dos dados experimentais, e o título final, que é igual a 1 (condição de vapor saturado). Durante a simulação, caso se atinja a condição de vapor saturado antes do final do comprimento do evaporador, verifica-se o número de trechos até então calculados e subtrai-se este valor do número total de trechos. O valor obtido é o número restante de trechos do evaporador a serem calculados. Para estes trechos finais, aplica-se o método da ϵ -NUT para escoamento cruzado com fluido com capacidade mínima misturado e fluido com capacidade máxima não misturado (Incropera,

2008), Eqs. 5.38 a 5.44, em que são usadas as correlações de coeficientes de transferência de calor e propriedades de neve já apresentadas.

$$\dot{q}_{\text{fluido refrigerante}} = \varepsilon \dot{q}_{\text{max}} \quad (5.38)$$

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp\{-C_r[1 - \exp(-NUT)]\}) \quad (5.39)$$

onde:

$$- \varepsilon = \frac{T_{ar,ent} - T_{ar,sai}}{T_{\text{fluido refrigerante},sai} - T_{\text{fluido refrigerante},ent}} \quad (5.40)$$

$$- C_r = \frac{C_{ar}}{C_{\text{fluido refrigerante}}} \quad (5.41)$$

$$- C_i = \dot{m}_i C p_i \quad (5.42)$$

$$- NUT = \frac{U_{ext} A_{ext}}{C_{ar}} \quad (5.43)$$

$$- \dot{q}_{\text{max}} = C_{ar} (T_{ar,ent} - T_{\text{fluido refrigerante},sai}) \quad (5.44)$$

O fluxograma de solução do modelo matemático implementado no EES é apresentado na Fig. 5.6. O critério de convergência adotado para cada trecho de simulação é de que a diferença entre a temperatura do fluido refrigerante na seção de saída avaliada pelo modelo e a obtida experimentalmente seja menor ou igual a 0,3°C. Caso esta diferença seja maior, modifica-se a vazão mássica adotada pelo modelo e reinicia-se o cálculo.

5.2. Etapas de simulação

O modelo aqui proposto exige que sejam definidas variáveis de entrada e, em função destas definições, outras variáveis do processo são avaliadas. As seguintes variáveis de entrada são impostas:

- vazão do ar;
- temperatura de entrada do fluido refrigerante;
- pressão de entrada do fluido refrigerante;
- título na entrada do fluido refrigerante;

- temperatura de bulbo seco do ar na seção de entrada do evaporador;
- umidade relativa do ar na seção de entrada do evaporador;
- geometria do trocador (número de fileiras, número de tubos; diâmetro dos tubos, etc.).
- temperatura de saída do fluido refrigerante;

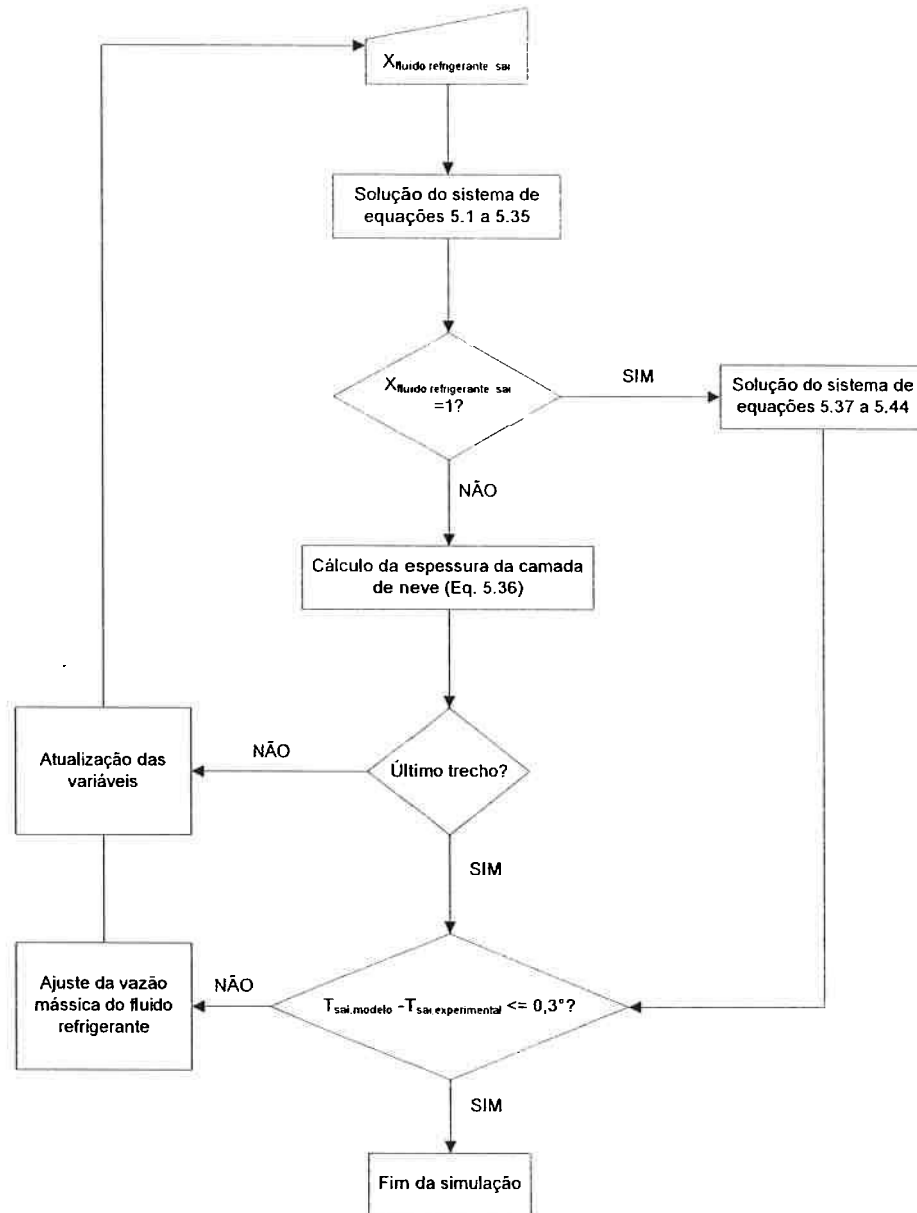


Figura 5.6. Fluxograma de solução do modelo matemático.

As variáveis de saída do modelo são:

- vazão do fluido refrigerante;

- pressão de saída do fluido refrigerante;
- título na saída do fluido refrigerante;
- temperatura de bulbo seco do ar na seção de saída do evaporador;
- umidade relativa do ar na seção de saída do evaporador;
- taxa de transferência de calor no trocador;
- espessura da camada de neve.

Como já mencionado, o evaporador é dividido em 20 trechos, com as variáveis de saída de um trecho sendo definidas como variáveis de saída do trecho posterior e, para cada trecho, os balanços de energia são realizados. O critério de convergência para o balanço de energia adotado no modelo define que a diferença entre a taxa de transferência de calor do fluido refrigerante e a do ar seja menor ou igual a 5%. Este valor foi adotado por ser este o nível de incerteza avaliado para o aparato experimental, permitindo assim uma comparação adequada entre os resultados do modelo e dos levantamentos experimentais.

As simulações ocorrem em duas etapas: simulação sem formação de neve e com formação de neve. A primeira etapa é realizada para permitir a validação do modelo sem ser afetado pelo modelo de formação de neve. Para esta validação, são realizados testes experimentais específicos nos quais a formação de neve é evitada por meio de freqüentes processos de degelo elétrico.

A segunda etapa é focada nas simulações com formação de neve. Nesta etapa, a simulação assume um caráter dinâmico, pois à medida que os intervalos de tempo são incrementados, mais neve é depositada, e assim as características geométricas e de operação do evaporador variam ao longo do tempo.

Para a segunda etapa de simulações, foi definido um intervalo fixo de tempo de 10 minutos no qual a simulação é realizada. Terminada a simulação para cada intervalo de tempo, a espessura de neve é modificada e atualizada para o próximo intervalo de tempo para cada trecho do trocador. Esta atualização e modificação de espessura não são feitas diretamente pelo EES porque o número de variáveis ficaria muito próximo do limite máximo do programa, o que dificulta o processo de convergência. Assim, optou-se por manter um registro das variáveis em função do tempo em uma planilha eletrônica e atualizar manualmente as variáveis do programa para cada intervalo de tempo simulado. Portanto, os valores utilizados para as propriedades e a espessura da camada de neve e a temperatura

superficial correspondem aos valores do instante anterior, exigindo um menor número de variáveis e melhorando a convergência do EES.

Cabe ainda ressaltar que a definição do intervalo de tempo para as simulações com formação de neve é feita com base em uma análise de sensibilidade do modelo para diferentes intervalos de tempo. Esta análise de sensibilidade consiste na simulação de um evaporador com características geométricas e variáveis de entrada fixas para intervalos de tempo de 05, 10 e 20 minutos. Verificou-se que o teste com o intervalo de 20 minutos produziu incertezas médias superiores a 35%, para a taxa de transferência de calor e para o tempo de formação de neve, em comparação com os resultados experimentais. As incertezas obtidas para os testes com intervalos de 05 e 10 minutos foram respectivamente 12,2% e 12%. Assim, para acelerar o tempo de processamento das simulações com formação de neve, optou-se por intervalos de simulação de 10 minutos.

Deve-se advertir que a principal desvantagem do uso do EES reside na sua grande sensibilidade aos valores iniciais e ao intervalo de variação das diversas variáveis do modelo. Caso os valores iniciais adotados estejam muito afastados da solução do conjunto de equações, pode-se incorrer em processos de convergência muito demorados ou mesmo na divergência do processo de solução das equações. Para esta desvantagem ser contornada, balanços de energia mais grosseiros foram realizados manualmente para uma avaliação dos valores iniciais das diversas variáveis. Adicionalmente, como o programa permite reduzir o intervalo de variação das variáveis, foram adotados limites adequados para restringir o domínio de possíveis soluções e minimizar o tempo do processo de convergência.

VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

Após o desenvolvimento do modelo matemático, passa-se para a fase da sua validação, em que os resultados obtidos pelo modelo são confrontados com os dados obtidos nos ensaios realizados nos evaporadores estudados.

A validação do modelo matemático ocorre em duas etapas. A primeira etapa consiste em comparar dados experimentais da taxa de transferência de calor com resultados do modelo sem formação de neve. Esta etapa tem por objetivo validar o modelo matemático com relação às correlações utilizadas para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor, bem como às hipóteses adotadas.

Na segunda etapa, são comparados dados experimentais com resultados do modelo da taxa de transferência de calor com formação de neve, a fim de validar o equacionamento e as hipóteses propostas para a formação de neve.

Os resultados da primeira etapa desta validação podem ser observados na Fig. 6.1. A taxa de transferência de calor avaliada pelo modelo encontra-se em uma faixa de $\pm 12\%$ para 95% dos pontos avaliados, o que pode ser considerado um resultado bastante razoável em comparação com os outros resultados anteriormente analisados na revisão bibliográfica.

Na segunda etapa, inicialmente compara-se o tempo de formação de neve levantado experimentalmente com os valores obtidos pelo modelo matemático aqui proposto. O resultado desta comparação pode ser observado na Fig. 6.2, na qual se verifica que o modelo subavalia o tempo de formação de neve dentro da faixa de $-11,1\%$ a $-21,3\%$ com um erro médio de $-15,7\%$.

Uma justificativa para tal comportamento pode ser a hipótese de que toda a água que é condensada durante o processo de resfriamento do ar transforma-se em neve e é uniformemente distribuída ao longo da superfície dos tubos e aletas do evaporador.

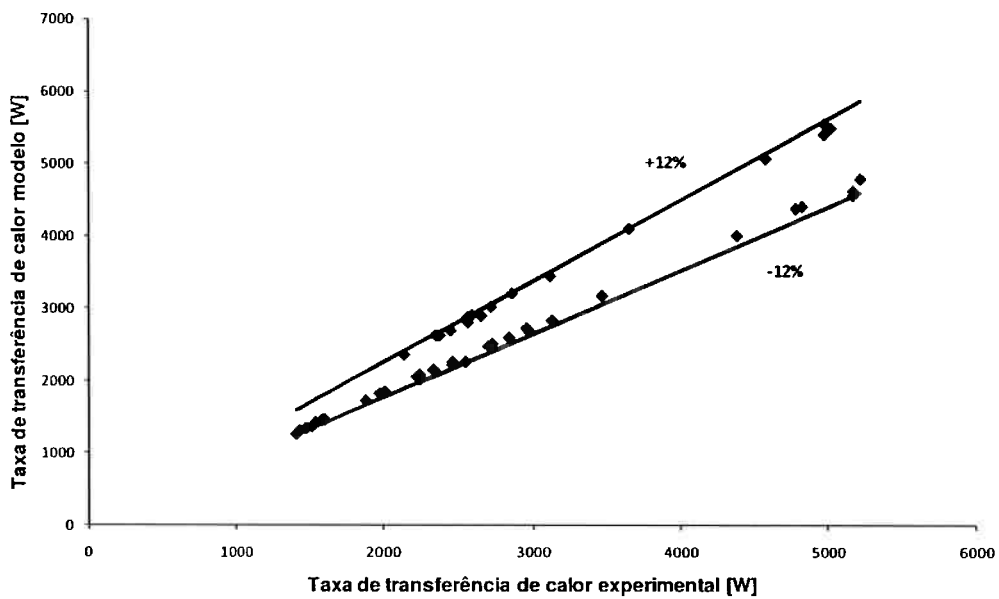


Figura 6.1. Comparação entre a taxa de transferência de calor experimental e a avaliada pelo modelo matemático.

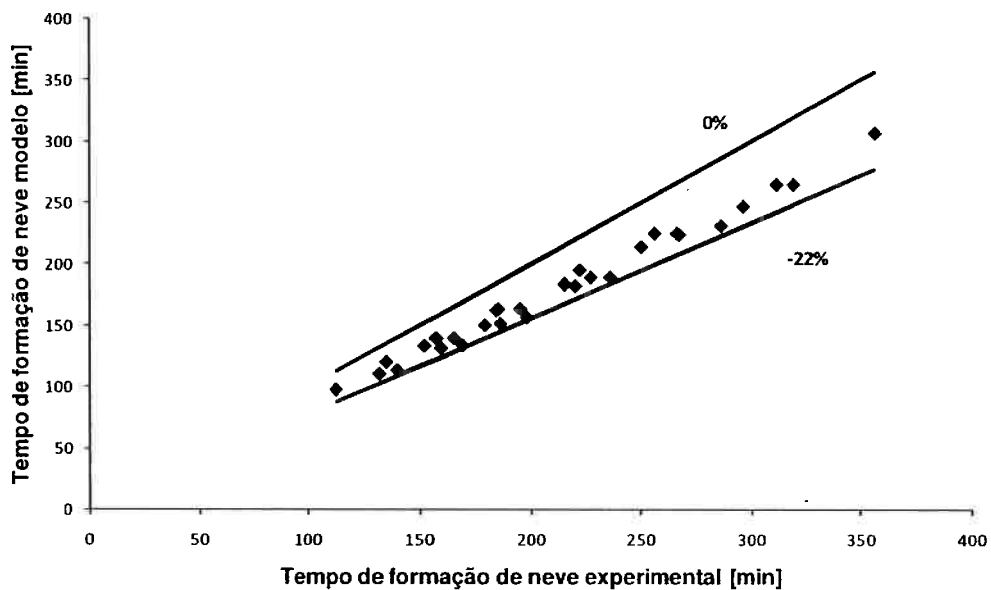


Figura 6.2. Comparação entre o tempo de formação de neve experimental e o avaliado pelo modelo matemático.

Esta hipótese de distribuição uniforme da neve sobre a superfície dos tubos e das aletas impõe uma velocidade de formação das camadas de neve maior do que efetivamente ocorre. Dessa maneira, um estudo mais aprofundado do mecanismo de formação de neve deveria ser feito para melhorar a avaliação deste tempo de formação de neve.

Em seguida realiza-se a comparação entre os valores calculados pelo modelo para a taxa de transferência de calor após o término do tempo de formação de neve e os valores levantados experimentalmente. O resultado desta comparação, apresentado na Fig. 6.3, mostra que o modelo superavalia a redução percentual da taxa de transferência de calor na faixa de +4,7% e +43,7% com uma média de +21%.

Este comportamento pode ser explicado por dois fatores:

- a incerteza de $\pm 12\%$, proveniente das equações e hipóteses utilizadas na modelagem do evaporador sem formação de neve;
- à incerteza associada às equações constitutivas utilizadas para o cálculo das propriedades da neve ($\pm 15\%$), que afetam diretamente a resistência térmica do evaporador.

Este resultado indica a necessidade de um aprofundamento nos modelos de transferência de calor e das propriedades da neve para as condições dos ensaios realizados e para a geometria dos trocadores de calor testados.

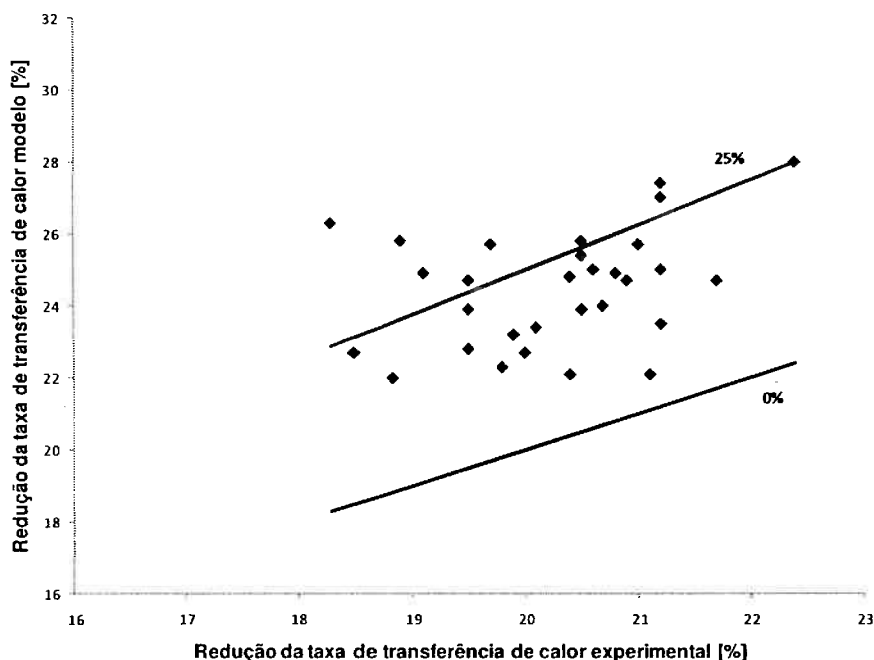


Figura 6.3. Comparação entre a redução da taxa de transferência de calor experimental e a avaliada pelo modelo matemático.

CONSIDERAÇÕES FINAIS E RECOMENDAÇÕES

7.1. Considerações finais

Este trabalho apresenta uma análise dos processos de transferência de calor e massa envolvidos na operação de evaporadores a baixa temperatura com formação de neve, utilizados em câmaras frigoríficas para conservação de produtos alimentícios.

Para esta análise foi implementado um aparato experimental para avaliar a taxa de transferência de calor dos evaporadores ensaiados. Estes ensaios foram planejados a fim de permitir que fosse avaliado o efeito dos parâmetros mais relevantes de operação e geometria na taxa de transferência de calor de evaporadores a baixa temperatura com formação de neve. Estes ensaios forneceram subsídios para o processo de validação de um modelo matemático desenvolvido para prever o comportamento dos evaporadores aqui testados.

Para a elaboração do modelo matemático, realizou-se um levantamento bibliográfico extenso, com o objetivo de delinear o estágio atual das pesquisas relacionadas à análise de evaporadores a baixa temperatura com formação de neve. Este levantamento permitiu caracterizar os fenômenos físicos envolvidos na transferência de calor e massa durante o processo de resfriamento de ar em câmaras frigoríficas.

Pode-se concluir que a complexidade dos fenômenos envolvidos é elevada tanto na avaliação dos coeficientes de transferência de calor e massa como no cálculo das propriedades físicas e termodinâmicas da neve. Nas pesquisas disponíveis na literatura aberta e analisadas no presente trabalho, esta complexidade se reflete nos níveis elevados das incertezas encontradas na comparação de dados experimentais e modelos matemáticos propostos (10 a 30%).

A comparação dos dados experimentais levantados com os resultados do modelo mostrou que o modelo aqui proposto avalia a taxa de transferência de calor sem formação de neve com uma incerteza de $\pm 12\%$ para 95% dos dados experimentais, o que pode ser considerado um resultado bastante razoável em face dos valores encontrados no levantamento bibliográfico.

Dessa forma, pode-se inferir que o modelo aqui desenvolvido e suas respectivas hipóteses para a avaliação da taxa de transferência de calor em evaporadores a baixa temperatura sem formação de neve representam de forma adequada os fenômenos físicos envolvidos, podendo ser utilizado por projetistas de sistemas de refrigeração no seu dimensionamento e análise.

Para a análise do desempenho dos evaporadores a baixa temperatura com formação de neve, testes foram realizados com os mesmos evaporadores ensaiados anteriormente. A comparação dos dados experimentais levantados no presente trabalho com os resultados do modelo mostrou que o modelo aqui proposto avalia a taxa de transferência de calor com formação de neve com uma incerteza média de 21%. Este aumento na incerteza em relação aos resultados sem formação de neve pode ser atribuído às incertezas das equações constitutivas utilizadas na avaliação das propriedades físicas e termodinâmicas da neve.

No caso dos ensaios com formação de neve, duas variáveis foram propostas para caracterizar o comportamento dos evaporadores nesta condição: o tempo de formação de neve e a redução percentual da taxa de transferência de calor após o bloqueio total do trocador pela neve.

A primeira variável mostrou uma boa correlação com os outros parâmetros de operação e de geometria analisados neste trabalho, permitindo uma análise qualitativa e quantitativa adequada do seu comportamento nos ensaios realizados. Na comparação do tempo de formação de neve entre o modelo matemático e os dados experimentais, avaliou-se uma incerteza média de -15,7%, com uma subavaliação sistemática do tempo de formação de neve, o que indica a necessidade de um aprofundamento das pesquisas para uma melhor compreensão dos fenômenos físicos envolvidos neste processo.

A análise da redução percentual da taxa de transferência de calor após o bloqueio total do evaporador não se mostrou conclusiva, uma vez que não foi possível realizar nenhuma inferência sobre o comportamento desta variável em relação aos parâmetros de operação e geometria aqui analisados. Desse modo, caberia um estudo mais minucioso para explorar adequadamente esta variável e permitir a sua análise de forma mais ampla, pois também não se encontraram, no levantamento bibliográfico, referências a respeito do comportamento desta variável.

Apesar das limitações apontadas, a contribuição do presente trabalho se dá por meio do modelo proposto que pode ser aplicado no controle de sistemas de refrigeração para câmaras frigoríficas para otimizar a operação de degelo dos evaporadores empregados. Isto

porque o modelo desenvolvido permite prever o comportamento dinâmico do evaporador durante o processo de formação de neve e estimar a redução da taxa de transferência de calor, e a partir disso, definir o momento mais adequado para o início do processo de degelo.

Por conseguinte, com base nos resultados obtidos no presente estudo, o projetista poderia avaliar a estratégia de controle mais adequada para a operação de degelo, o que teria um impacto significativo na redução do consumo de energia do sistema de refrigeração de câmaras frigoríficas a baixa temperatura.

Além disso, a otimização do processo de degelo minimizaria a elevação da temperatura interna da câmara causada pela redução da taxa de transferência de calor do evaporador. Conseqüentemente, uma elevação controlada da temperatura interna da câmara poderia reduzir e/ou eliminar prejuízos financeiros causados pela degradação dos produtos alimentícios ali conservados, o que resultaria em uma operação mais racional desses sistemas.

7.2. Recomendações de trabalhos futuros

Com base no trabalho aqui apresentado, foi possível avaliar a elevada complexidade dos fenômenos físicos envolvidos no resfriamento de ar a baixas temperaturas com formação de neve na superfície de evaporadores utilizados em câmaras frigoríficas para conservação de produtos alimentícios. Nesse sentido, constata-se que alguns aspectos mereceriam um estudo mais aprofundado, a fim de melhor entender os mecanismos de transferência de calor e massa que ocorrem durante o processo de formação de neve. Sugere-se, portanto, os seguintes temas para pesquisas:

- análise de sensibilidade de equações constitutivas para avaliação de propriedades da neve e seu processo de formação;
- avaliação de novas geometrias de trocadores de calor (circuitação e superfícies intensificadoras de calor) para verificação do seu comportamento durante o processo de formação de neve;
- desenvolvimento de modelo matemático com validação experimental do desempenho de evaporadores a baixa temperatura, com mistura de óleo e fluido refrigerante e com formação de neve;
- análise experimental do processo de formação de neve, com foco na distribuição da neve em trocadores de calor com tubo aletados;

- desenvolvimento de modelo matemático com validação experimental para o processo de degelo dos trocadores de calor a baixa temperatura;
- avaliação do uso de superfícies hidrofóbicas e hidrofílicas para redução do processo de formação de neve e otimização do processo de degelo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR 15372. Resfriadores de ar para refrigeração - Métodos de ensaio, 2007, 64 p.

APREA, C.; RENNO, C. A numerical approach to a very fast thermal transient in an air cooling evaporator. **Applied Thermal Engineering**, v. 22, p. 219-228, 2002.

ARTI – Air conditioning and Refrigeration Technology Institute. **Critical literature review of lubricant influence on refrigerant heat transfer and pressure drop**. 2003. 199 p. Relatório ARTI-21CR/611-20080, Universidade de Purdue.

BEMISDERFER, C. H. Contemporary developments in the thermal design of finned-tube heat exchangers. **Enhanced Heat Transfer**, v. 5, p. 71-90, 1998.

BENSAFI, A.; BORG, S.; PARENT, D. CYRANO: a computational model for the detailed design of plate-fin-tube heat exchangers using pure and mixed refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, v. 20, n. 3, p. 218-228, 1997.

CHADDOCK, J. B.; MATHUR, A. P. Heat transfer to oil-refrigerant mixtures evaporating in tubes. 1980. Anais do “Multi-phase flow and heat transfer Symposium-Workshop”, Miami, EUA, v. 2, p. 861-884, 1980.

CHEN, H.; THOMAS, L.; BESANT, R. W. Modelling of frost characteristics on heat exchanger fins: part I, numerical model. **ASHRAE Transactions**, v. 106, Parte 2, p. 358–367, 2000a.

CHEN, H.; THOMAS, L.; BESANT, R. W. Modelling of frost characteristics on heat exchanger fins: part II, data and analysis. **ASHRAE Transactions**, v. 106, Parte 2, p. 368–377, 2000b.

CHEN, H. **Modeling and measurement of frost characteristics on heat exchanger surfaces**. 2000. 175 p. Tese (Doutorado) - Universidade de Saskatchewan, Saskatoon, Canada, 2000.

CHOI, J. Y., KEDZIERSKI, M.A., DOMANSKI, P.A. **Generalized pressure drop correlation for evaporation and condensation in smooth and micro-fin tubes**. 1999. NISTIR 6333, Departamento do Comércio Americano, Washington, D.C., 72 p.

COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective Boiling and Condensation**. Oxford Science Publication, 3ª edição, Nova York, 1994.

DENG, D.; XU, L.; XU, S. Experimental investigation on the performance of air cooler under frosting conditions. **Applied Thermal Engineering**. v. 23, p. 905-912, 2003.

ECKELS, S. J.; PATE, M. B. An experimental comparison of evaporation and condensation heat transfer coefficients for HFC-134a and CFC-12. **International Journal of Refrigeration** . v. 14, Março, p. 70-77, 1991.

EES. **Engineering Equation Solver for Microsoft Windows Operating Systems Commercial and Professional Versions.** F-Chart Software, 2008.

GARCIA-VALLADARES, O. **Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores, y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión.** 2000. 394 p. Tese (Doutorado) - Universidade da Catalunya, Espanha, 2000.

GATES, R. R.; SEPSY, C. F.; HUFFMAN, G. D. Heat Transfer and Pressure Loss in Extended Surface – Heat Exchangers Operating Under Frosting Conditions – Part I: Literature Survey, Test Apparatus and Preliminary Results. In: ASHRE 74th Annual Meeting, 1967, Nova York. Anais do ASHRE 74th Annual Meeting, 1967. p. I.2.1-13.

HAO, Y. L.; IRAGORRY, J.; TAO, Y. X.; CASTRO, D; JIA, S. Frost-air interface characterization under natural convection. **Journal of Heat Transfer**, v. 127, fascículo 10, Outubro, p. 1174-1180, 2005.

HAYASHI, Y.; AOKI, A.; ADACHI, S.; HORI, K. Study of frost properties correlating with frost formation types. **Journal of Heat Transfer**, v. 99, p. 239-245, 1977.

HILLER, C. C. Improving heat pump performance via compressor capacity control-analysis and test. 1976. 246 p. Tese (Doutorado) - Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, EUA, 1976.

HOFFENBECKER, N.; KLEIN, S.A.; REINDL; D.T. Hot gas defrost model development and validation. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, p. 605-615, 2005.

HORUZ, I; KUREM, E. Experimental and theoretical performance analysis of air-cooled plate-finned-tube evaporators. **Int. Comm. Heat Mass Transfer**, v. 25, n° 6, p. 787-798, 1998.

HUFFMAN, G. D.; SEPSY, C. F. Heat transfer and pressure loss in extended surface – heat exchangers operating under frosting conditions – Part II : data analysis and correlation. In: ASHRE 74th Annual Meeting, 1967, Nova York, Anais do ASHRE 74th Annual Meeting, Nova York, 1967, p. I.3.1-16.

HYLAND, R.W., WEXLER, A. Formulations for the thermodynamic properties of the saturated phases of H₂O from 173.15 K to 473.15 K. **ASHRAE Transactions**, v. 89, Parte 2A, p. 500-519, 1983a.

HYLAND, R.W., WEXLER, A. Formulations of the thermodynamic properties of dry air from 173.15 K to 473.15 K, and of saturated moist air from 173.15 K to 372.15 K, at pressures to 5 MPa. **ASHRAE Transactions**, v. 89, Parte 2A, p. 520-535, 1983b.

IIR - International Institute of Refrigeration. **How to improve energy efficiency in refrigerating equipment.** Institut International du Froid, Paris, França, 2003.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e massa.** Editora LTC, Rio de Janeiro, 643 p. 2008.

IRAGORRY, J.; TAO, Y. ; JIA, S. A critical review of properties and models for frost formation analysis. **HVAC&R Research**, v. 10, n. 4, p. 394-419, 2004.

ISMAIL, K. A. R.; SALINAS, C.; GONÇALVES, M. M. Frost growth around a cylinder in a wet air stream. **International Journal of Refrigeration**, v. 20, n. 2, p. 106-119, 1997.

JHEEA, S.; LEEB, K.; KIMB, W. Effect of surface treatments on the frosting/defrosting behavior of a fin-tube heat exchanger. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p. 1047-1053, 2002.

JIA, X.; TSO, C.P.; JOLLY, P.; WONG, Y.W. Distributed steady and dynamic modelling of dry-expansion evaporators. **International Journal of Refrigeration**, v. 22, p. 126-136, 1999.

KAVIANY, M. **Principles of Convective Heat Transfer**. Nova York, Springer Verlag, 1994.

KAYANSAYAN, N. Heat transfer characterization of flat plain fins and round tube heat exchangers. **Experimental Thermal and Fluid Science**. V. 6, p. 263-272, 1993.

KIM, Y.; JANG, Y. Heat and mass transfer characteristics of a finned-tube evaporator under frosting conditions. In: Congresso Internacional de Engenharia Mecânica ASME, 2001, Nova York. Anais do Congresso Internacional de Engenharia Mecânica ASME, Nova York, 2001, v. 6, p. 109- 113.

KONDEPUDI, S.N., O'NEAL, D.L. The effects of frost growth on extended surface heat exchanger performance: a review. **ASHRAE Transactions**, v. 93, Parte 2, p. 258-277, 1987.

KONDEPUDI, S. N.; O'NEAL, D. L. The effects of different fin performance configurations on the performance of finned-tube heat exchangers under frosting conditions. **ASHRAE Transactions**, v. 96, Parte 2, p. 439-444, 1990.

LAVIN, J. G., YOUNG, E. H. Heat transfer to evaporating refrigerants in two-phase flow. Simpósio "Two-Phase Flow and Heat Transfer AIChE", Fevereiro, p. 68-74, 1964.

LEE, Y. B., RO, S. T. An experimental study of frost formation on a horizontal cylinder under cross flow. **International Journal of Refrigeration**, v. 24, p. 468-474, 2001.

LIDE, D.R.; KEHIAIAN, H.V. **CRC Handbook of Thermophysical and Thermochemical Data**. CRC Press, ISBN 0-8493-0197-1, 1994.

MACHIELSEN, C. H. M.; KERSCHBAUMER, H.G. Influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers: standards and dimensionless coefficients for the system designer. **Revista do Instituto Internacional do Frio**, v. 2, p. 283-290, 1989.

MAO, Y.; BESANT, R. W.; CHEN, H. Frost characteristics and heat transfer on a flat plate under freezer operating conditions: part I: experimentation and correlations. **ASHRAE Transactions**, v. 105, Parte 2, p. 231-251, 2001.

MAGO, P. J.; SHERIF, S.A. Heat and mass transfer on a cylinder surface in cross flow under supersaturated frosting conditions. **International Journal of Refrigeration**, v. 26, p. 889-899, 2003.

MCQUISTON, F. C. Correlation for heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tube. **ASHRAE Transactions**, v. 84, Parte 1, p. 266-293, 1978.

MCQUISTON, F. C. Finned tube heat exchangers: state of the art for the air side. **ASHRAE Transactions**, v. 87, Parte 1, p. 1077 -1085, 1981.

MME – Ministério de Minas e Energia. **Balanco Energético Nacional 2008**. Ministério de Minas e Energia, 2008, 25 p.

MOREIRA, J. R. S. **Fundamentos e aplicações da psicrometria**. Editora RPA, 1ª edição, São Paulo, 1999.

NIEDERER, D. H. Frosting and defrosting effects on coil heat transfer. **ASHRAE Transactions**, v. 82, parte 1, p. 467-473, 1976.

OGAWA, K.; TANAKA, N.; TAKESHITA, M. Performance improvement of plate fin-and-tube heat exchangers under frosting conditions. **ASHRAE Transactions**, v 99, parte 1, p 762-774, 1993.

O'NEAL, D. L.; TREE, D. R. A review of frost formation in simple geometries. **ASHRAE Transactions**, v. 91, Parte 2A, p. 267-281, 1985.

OSKARSSON, S. P.; KRAKOW, K. I. ; LIN, S. Evaporator models for operation with dry, wet, and frosted finned surfaces – Part I: Heat Transfer and Fluid Flow Theory. **ASHRAE Transactions**, v. 96, p. 373–380, 1990a.

OSKARSSON, S. P.; KRAKOW, K. I. ; LIN, S. Evaporator models for operation with dry, wet, and frosted finned surfaces – Part II: Evaporator Models and Verification. **ASHRAE Transactions**, v. 96, p. 381–392, 1990b.

PACHECO-VEGA, A. J. Simulation of compact heat exchangers using global regression and soft computing. 2002. Tese (Doutorado) - Universidade de Notre Dame, Indiana, EUA, 184 p., 2002.

PADKI, M. M.; SHERIF, S. A.; NELSON, R. M. A simple method for modeling the frost formation phenomenon in different geometries. **ASHRAE Transactions**, v. 95, parte 2, p. 1127–1137, 1989.

PARISE, J. A. R.; MARQUES, R. P. The role of heat transfer in refrigeration. **Heat Transfer Engineering**, v. 26, n. 9, p. 1-4, 2005.

PRESS, W. H. **Numerical recipes in Fortran: the art of scientific computing**. Cambridge: University Press, 2ª edição, 1992.

SCHLAGER, L M.; PATE, M B.; BERGLES, A E. Heat transfer and pressure drop during evaporation and condensation of R22 in horizontal micro-fin tubes. **International Journal of Refrigeration** . v. 12, Janeiro, p. 6-14, 1989.

SCHLAGER, L M.; PATE, M B.; BERGLES, A E. Performance predictions of refrigerant-oil mixtures in smooth and internally finned tubes-part II: Design Equations. **ASHRAE Transactions**. v. 94, p. 170-182, 1990.

SCHNEIDER, H. W. Equation of the growth rate of frost forming on cooled surfaces. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 21, p. 1019-1024, 1978.

SEKER, D.; KARATAS, H.; EGRICAN, N. Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I—Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers. **International Journal of Refrigeration**. v. 27, p. 367-374, 2004a.

SEKER, D.; KARATAS, H.; EGRICAN, N. Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part II—Experimental investigation of frost formation on fin- and- tube heat exchangers. **International Journal of Refrigeration**. v. 27, p. 375-377, 2004b.

SHEFFIELD, J. W.; ABU-EBID, M; SAUER, H. I. Finned tube contact conductance: empirical correlation of thermal conductance. **ASHRAE Transactions**. v. 91, Parte 2A, p. 100-117, 1985.

STOCKER, W. F. **Design of Thermal Systems**. Editora MacGraw-Hill, 3ª edição, Nova York, 1989.

STOCKER, W. F. **Refrigeração e ar condicionado**. Editora MacGraw-Hill, Rio de Janeiro, 1985.

STOREY, B.D.; JACOBI, A.M. The effect of streamwise vortices on the frost growth rate in developing laminar channel flows. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 42, p. 3787-3802, 1999.

TAO, Y. X.; BESANT, R. W. REZKALLAH, K. S. Mathematical model for predicting the densification and growth of frost on a flat plate. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 36, n. 2, p. 353-363, 1993.

TAYLOR, B.N.; KUYATT, C.E. Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results. 1994. National Institute of Standards and Technology Technical Note 1297, 1994, 25 p.

TAYLOR, C. **Measurement of finned-tube heat exchanger performance**. 2004. 124 p. Dissertação (Mestrado) - Georgia Institute of Technology , Georgia, EUA, 2004.

THÉVENOT, R. **A History of Refrigeration Throughout the World**. International Institute of Refrigeration, 1979.

THOMAS, L.; CHEN, H.; BESANT, R. W. Measurement of frost characteristics on heat exchanger fins, Part I: test facility and instrumentation. **ASHRAE Transactions**. v. 105, p. 283–293, 1999a.

THOMAS, L.; CHEN, H.; BESANT, R. W. Measurement of frost characteristics on heat exchanger fins, Part II: data and analysis. **ASHRAE Transactions**. v. 105, p. 294-302, 1999b.

TSO, C.P.; CHENG, Y.C.; LAI, A.C.K. Dynamic behavior of a direct expansion evaporator under frosting condition. Part I. Distributed model. **International Journal of Refrigeration**. v. 29, p. 611-613, 2006.

VARDHAN, A., DHAR, P. L. A new procedure for performance prediction of air conditioning coils. **International Journal of Refrigeration**. v. 21, n. 1, p. 77-83, 1998.

WANG, C. Recent progress on the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers. **International Journal of Heat Exchangers**. v. 1, p. 49-76, 2000.

WATTELET, J. P. **Heat transfer flow regimes of refrigerants in a horizontal tube evaporator**. 1994. 125 p. Tese (Doutorado) - Universidade de Illinois, Urbana-Champaign, Estados Unidos, 1994.

WATTERS, R. J., O'NEAL, D. L., YANG, J. Effect of fin staging on frost/defrost performance of a two-row heat pump evaporator under heavy frosting conditions. **ASHRAE Transactions: Research**. v. 107, parte 2, p. 250-258, 2001.

WEBB, R. L. Air-side heat transfer in finned tube heat exchangers. **Heat Transfer Engineering**. v. 1, n° 3, p. 33-49, 1980.

WHITE, J. E.; CREMERS, C. J. Prediction of growth parameters of frost deposits in forced convection. **Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 103, p. 3-6, 1981.

XU, Z. G., GOTHAM, D. H. T., COLLINS, M. W., CONEY, J. E. R., SHEPPARD, C. G. W., MERDJANI, S. A numerical and experimental study of turbulent flow through the evaporator coil in an air-conditioning unit. **International Journal of Refrigeration**. v. 19, n. 6, p. 369-381, 1996.

YAN, W.; LI, H.; WU, Y.; LIN, J.; CHANG, W. Performance of finned tube heat exchangers operating under frosting conditions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 46, p. 871-877, 2003.

YANG, D.; LEE, K. Dimensionless correlations of frost properties on a cold plate. **International Journal of Refrigeration**. v. 27, p.89-96, 2004.

YONKO, J. D.; SEPSY, C. F. An investigation of thermal conductivity of frost while forming on a flat plate. **ASHRAE Transactions**. v. 73, Parte 2, p. I.1.1-I.1.11, 1967.

ZOGBI, J. R. B. **Avaliação teórico/experimental do desempenho termo-hidráulico do ar em trocadores de calor tipo serpentina**. 2004. 295 p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos - Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2004.

Anexo 1

Características dos evaporadores testados

Evaporador nº 1	
Diâmetro interno [mm]	12,7
Diâmetro do colarinho [mm]	14,7
Espessura do tubo [mm]	1,0
Comprimento total [mm]	600
Profundidade [mm]	360
Altura [mm]	340
Altura de aleta [mm]	4
Largura da aleta [mm]	4
Espessura da aleta [mm]	0,18
Número de tubos por fileira	6
Número de fileiras	4
Espaçamento entre fileiras [mm]	20
Espaçamento entre tubos [mm]	20
Espaçamento entre aletas [mm]	4,23

Entrada do fluido refrigerante →

Saída do fluido refrigerante →

Evaporador nº 2	
Diâmetro interno [mm]	12,7
Diâmetro do colarinho [mm]	14,7
Espessura do tubo [mm]	1
Comprimento total [mm]	600
Profundidade [mm]	360
Altura [mm]	340
Altura de aleta [mm]	4
Largura da aleta [mm]	4
Espessura da aleta [mm]	0,18
Número de tubos por fileira	6
Número de fileiras	4
Espaçamento entre fileiras [mm]	20
Espaçamento entre tubos [mm]	20
Espaçamento entre aletas [mm]	6,35

Entrada do fluido refrigerante →

Saída do fluido refrigerante →

Evaporador nº 3		
Diâmetro interno [mm]	12,7	
Diâmetro do colarinho [mm]	14,7	
Espessura do tubo [mm]	1,0	
Comprimento total [mm]	600	
Profundidade [mm]	360	
Altura [mm]	340	
Altura de aleta [mm]	4	
Largura da aleta [mm]	4	
Espessura da aleta [mm]	0,18	
Número de tubos por fileira	6	
Número de fileiras	4	
Espaçamento entre fileiras [mm]	20	
Espaçamento entre tubos [mm]	20	
Espaçamento entre aletas [mm]	4,5	

Evaporador nº 4		
Diâmetro interno [mm]	12,5	
Diâmetro do colarinho [mm]	15,9	
Espessura do tubo [mm]	1,7	
Comprimento total [mm]	600	
Profundidade [mm]	360	
Altura [mm]	340	
Altura de aleta [mm]	4	
Largura da aleta [mm]	4	
Espessura da aleta [mm]	0,18	
Número de tubos por fileira	6	
Número de fileiras	4	
Espaçamento entre fileiras [mm]	20	
Espaçamento entre tubos [mm]	20	
Espaçamento entre aletas [mm]	8	

Evaporador nº 5		<p>Entrada do fluido refrigerante →</p> <p>→ Saída do fluido refrigerante</p>
Diâmetro interno [mm]	12,5	
Diâmetro do colarinho [mm]	15,9	
Espessura do tubo [mm]	1,7	
Comprimento total [mm]	600	
Profundidade [mm]	360	
Altura [mm]	340	
Altura de aleta [mm]	4	
Largura da aleta [mm]	4	
Espessura da aleta [mm]	0,18	
Número de tubos por fileira	6	
Número de fileiras	2	
Espaçamento entre fileiras [mm]	20	
Espaçamento entre tubos [mm]	20	
Espaçamento entre aletas [mm]	6,35	

Evaporador nº 6		<p>Entrada do fluido refrigerante →</p> <p>→ Saída do fluido refrigerante</p>
Diâmetro interno [mm]	12,5	
Diâmetro do colarinho [mm]	15,9	
Espessura do tubo [mm]	1,7	
Comprimento total [mm]	600	
Profundidade [mm]	360	
Altura [mm]	340	
Altura de aleta [mm]	4	
Largura da aleta [mm]	4	
Espessura da aleta [mm]	0,18	
Número de tubos por fileira	6	
Número de fileiras	2	
Espaçamento entre fileiras [mm]	20	
Espaçamento entre tubos [mm]	20	
Espaçamento entre aletas [mm]	4,23	

Anexo 2

**Características técnicas dos equipamentos e
sensores da bancada experimental**

Os equipamentos e sensores utilizados e suas respectivas características principais são apresentados a seguir:

- 36 termopares tipo J IOPE com faixa de operação de -50 a +120°C;
- 04 transdutores de pressão piezelétricos Danfoss modelo n.º 060G1430 com pressão máxima de 15 bar;
- 04 transdutores de pressão piezelétricos Danfoss modelo n.º 060G1430 com pressão máxima de 25 bar;
- 01 medidor de vazão tipo Coriolis Danfoss modelo n.º MD020 para faixa de operação de 0 a 4000 kg/h;
- 01 variador de frequência Danfoss modelo n.º VLT 2000;
- 01 unidade condensadora Bitzer modelo n.º UCS 025C – IV de 10 kW;
- 01 reostato Magnetron Reox modelo n.º RE011 de 25 kW;
- 08 resistências elétricas Isotherm de 2,5 kW cada;
- 01 válvula termostática Danfoss modelo n.º AV210A15G;
- 01 câmera de vídeo digital Vetv modelo AGA2034;
- 01 sistema de aquisição de dados Lynx modelo GE200;
- 02 medidores de temperatura de bulbo seco umidade relativa AHLBORN modelo n.º MD111 com faixa de operação de -30 a +50°C e 0 a 100%;
- 01 microcomputador Pentium Core Duo 1,6 MHz de 1 Gb de RAM e disco rígido de 80 GBytes.

Anexo 3

Análise de incertezas da bancada experimental

A análise de incerteza do aparato experimental foi realizada por meio de metodologia apresentada por Taylor (1994) que se baseia na Eq. A3.1. Esta equação fornece a incerteza (I) da função y relacionada com as variáveis x_i . A Eq. A3.1 é baseada na expansão em séries de Taylor da função y denominada lei de propagação da incerteza. Nesta metodologia as derivadas parciais da função em relação a cada variável são chamadas coeficientes de sensibilidade. A análise destes coeficientes permite verificar quais parâmetros contribuem mais no cálculo final da incerteza da função y .

$$I_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 I^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} I(x_i, x_j) \quad (\text{A3.1})$$

Esta metodologia está incorporada no ambiente do EES e foi utilizada para avaliação da incerteza da taxa de transferência de calor avaliada no aparato experimental.

Desse modo, a equação que se deseja avaliar a incerteza é mostrada pela Eq. A3.2 e refere-se ao cálculo da taxa de transferência de calor com base nos dados experimentais.

$$\dot{q} = \dot{m}_{\text{fluido refrigerante}} * \left(h_{\text{fluido refrigerante, sai}} - h_{\text{fluido refrigerante, ent}} \right) \quad (\text{A3.2})$$

Para a avaliação da entalpia específica na seção de entrada do trocador de calor admite-se que não há transferência de calor entre a válvula de expansão termostática e o ambiente. Sendo assim, por meio de um balanço de energia, verifica-se que a entalpia específica da entrada do evaporador (e de saída da válvula de expansão) é igual à entalpia específica da entrada da válvula de expansão. Portanto, são medidas a pressão e a temperatura na seção de entrada de válvula e, por meio de controle visual utilizando-se um visor de vidro e de ajustes no sistema, garante-se a passagem apenas de líquido na entrada da válvula. Com isto, o estado do fluido refrigerante na entrada da válvula é determinado.

Para a avaliação da entalpia específica na seção de saída do trocador de calor, são medidas nesta posição a temperatura e a pressão. Dessa maneira, certifica-se que o estado na saída é vapor superaquecido, determinando-se assim o estado na seção de saída do evaporador.

Portanto, utilizando a Eq. A3.2 pode-se calcular a taxa de transferência de calor para cada ensaio. Definidas as incertezas dos sensores de pressão, temperatura e vazão, pode-se

avaliar a incerteza da taxa de transferência de calor que, para o estudo aqui feito, foi determinada uma incerteza de $\pm 5\%$ do valor da taxa de transferência de calor calculada.

Analisando os coeficientes de sensibilidade aqui calculados, pode-se inferir que a temperatura do fluido refrigerante promove o impacto maior (em média 53%) na avaliação da incerteza, seguida da temperatura de bulbo seco (23%) e depois da pressão do fluido refrigerante (11%).