

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

CAIO CEZAR NEVES PIMENTA

**INFLUÊNCIA DA FORMAÇÃO DE GEADA EM EVAPORADORES DO TIPO
TUBO-ALETADO USANDO UM MODELO DISTRIBUÍDO**

Ilha Solteira
2019

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CAIO CEZAR NEVES PIMENTA

**INFLUÊNCIA DA FORMAÇÃO DE GEADA EM EVAPORADORES DO TIPO
TUBO-ALETADO USANDO UM MODELO DISTRIBUÍDO**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia - UNESP – Câmpus de Ilha Solteira, como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.
Área de Conhecimento: Ciências Térmicas.

Orientador: Prof. Dr. André Luiz Seixlack

Ilha Solteira
2019

FICHA CATALOGRÁFICA

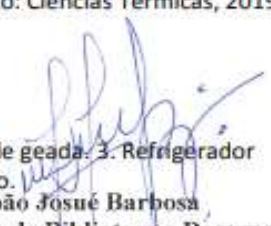
Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

P644i Pimenta, Caio Cezar Neves.
Influência da formação de geada em evaporadores do tipo tubo-aletado usando um modelo distribuído / Caio Cezar Neves Pimenta. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2019
113 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2019

Orientador: André Luiz Seixlack
Inclui bibliografia

1. Evaporador de tubo-aletado. 2. Formação de geada. 3. Refrigerador doméstico. 4. Modelo distribuído. 5. Desempenho.


João Josué Barbosa
Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação
Diretor Técnico
CRB 8-5642



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Câmpus de Ilha Solteira

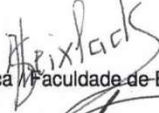
CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

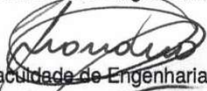
TÍTULO DA DISSERTAÇÃO: Influência da formação de geada em evaporadores do tipo tubo-aletado usando um modelo distribuído

AUTOR: CAIO CEZAR NEVES PIMENTA

ORIENTADOR: ANDRE LUIZ SEIXLACK

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em ENGENHARIA MECÂNICA, área: Ciências Térmicas pela Comissão Examinadora:

Prof. Dr. ANDRE LUIZ SEIXLACK 
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. LEANDRO OLIVEIRA SALVIANO 
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON 
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru

Ilha Solteira, 02 de setembro de 2019

DEDICATÓRIA

Ao meu pai **Alfredo Cezar de Moraes Pimenta** e a minha mãe **Rozileide de Faria Neves Pimenta**, que me educaram e me possibilitaram mais essa conquista, exemplos de vida fundamentais para a minha vida pessoal e profissional, por todo o apoio nas horas de dificuldade e ao meu irmão **Paulo Henrique Neves Pimenta**, que às vezes reclamo que você é chato e que não manda em minha vida apesar de ser mais velho, mas eu não o trocaria por nada deste mundo, nossas pequenas brigas são na verdade coisas normais de quem tem muita convivência e quando você não está por perto sinto até um grande vazio. Você me traz felicidade todos os dias e o que nos une jamais deixará de existir.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, pela força física e espiritual para a realização desse trabalho.

Aos Meus Avós maternos João de Souza Neves por todo apoio concebido a mim durante o trabalho realizado e Oscalina de Faria Neves (*in memorian*) e Avós paternos, Jeronimo Pimenta (*in memorian*) e Maria de Lourdes Moraes Pimenta (*in memorian*), que embora não estando presente fisicamente no meu dia-a-dia sei que estão me abençoando ao lado DEUS. As lembranças são eternas, a saudade permanente e nossos olhos em busca de cenas de tempos vividos, até algum dia! Amo Vocês!

Aos amigos que conviveram comigo durante minha passagem por Ilha Solteira, João Neto e Thyago Porfirio.

A todos os funcionários e professores da Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira que direta e indiretamente contribuíram para a realização deste trabalho em especial aos professores do Departamento de Engenharia Mecânica de Ciências Térmicas.

Ao meu orientador Prof. Dr. André Luiz Seixlack pela oportunidade concedida a me orientar nesse trabalho árduo, ensinamentos, confiança no meu trabalho, grande paciência e acima de tudo pela amizade construída durante todos esses anos.

E principalmente, os meus pais Alfredo Cezar de Moraes Pimenta e Rozileide de Faria Neves Pimenta, ao meu irmão, Paulo Henrique Neves Pimenta pelo apoio incondicional e compreensão durante todo o trabalho realizado. Amo vocês!

“A menos que modifiquemos a nossa maneira de pensar, não seremos capazes de resolver os problemas causados pela forma como nos acostumamos a ver o mundo”.

Albert Einstein

RESUMO

Evaporadores são trocadores de calor usados em sistemas de refrigeração com a função de transferir calor do ambiente a ser refrigerado. As baixas temperaturas de operação desses trocadores de calor favorecem a formação de geada sobre suas superfícies. O acúmulo de geada, dependendo de sua espessura, pode reduzir a capacidade de refrigeração do evaporador e, conseqüentemente, reduzir também o desempenho do sistema de refrigeração. Neste trabalho apresenta-se um modelo distribuído para analisar a influência da formação e do adensamento de geada sobre o desempenho de evaporadores do tipo tubo-aletado, comumente usados em refrigeradores *frost-free*. O escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos é considerado unidimensional e dividido em duas regiões: uma de escoamento bifásico e outra de vapor superaquecido. A queda de pressão do escoamento no interior dos tubos é considerada. As equações fundamentais de conservação da massa, da quantidade de movimento e de conservação de energia são usadas para modelar o escoamento do fluido refrigerante. Na região bifásica o escoamento é analisado segundo o modelo homogêneo. A equação da conservação da energia na parede do tubo também é resolvida, para o cálculo da distribuição de temperatura ao longo dessa parede. Do lado do ar, os princípios de conservação da massa, quantidade de movimento e de conservação da energia são empregados para simular a formação e crescimento da geada sobre a superfície do evaporador. O sistema de equações governantes é integrado numericamente e resolvido iterativamente por substituições sucessivas. Os resultados obtidos pelo modelo apresentam boa concordância em relação aos dados experimentais disponíveis na literatura. Considerando toda faixa analisada de temperatura do refrigerante na entrada do evaporador, $-25,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-20,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, os desvios absolutos médios entre os resultados calculados e os dados experimentais em relação à capacidade de refrigeração do evaporador e à massa de geada formada são, respectivamente, 8,1% e 6,0%. Dentre todos os testes realizados, durante o intervalo de tempo de quatro horas ocorreu uma redução média de 8 % na capacidade de refrigeração do evaporador em razão da concentração de geada sobre a superfície dos tubos e aletas.

Palavras-chave: Evaporador de tubo-aletado. Formação de geada. Refrigerador doméstico. Modelo distribuído. Desempenho.

ABSTRACT

Evaporators are heat exchangers of the refrigeration systems used to transfer heat from the refrigerated environment. Their low operating temperatures favour the frost formation on their surfaces. Frost accumulation, depending on its thickness, can reduce the evaporator cooling capacity and, consequently, also reduce the refrigeration system performance. This work presents a distributed model to analyze the influence of formation and frost densification on the performance of tube-finned evaporators, commonly used in “no-frost” household refrigerators. The refrigerant flow inside the tubes is taken as one-dimensional and divided in a two-phase flow region and a superheated vapor flow region. The pressure drop inside the tubes is considered. The fundamental equations of mass conservation, momentum, and energy conservation are used in order to model the refrigerant flow. The homogeneous flow model is employed for the two-phase flow region. The energy conservation equation for the evaporator tube wall is also solved to obtain of wall temperature distribution. On the air side, the principles of mass conservation, momentum and conservation of energy are employed to simulate the formation and frost growth on the evaporator surface. The system of equations is integrated numerically and solved iteratively by successive substitutions. Comparisons between numerical results obtained in this work and experiments available in open literature show good agreement. Considering the entire range analyzed of refrigerant temperature at the evaporator inlet, $-25.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $-20.2\text{ }^{\circ}\text{C}$, the means absolute deviations in relation to the experimental data, regarding the cooling capacity and the frost mass are 8,1% e 6,0%, respectively. Among all tests that were carried out, during the four hour interval there was an average reduction of 8% in the cooling capacity due to the concentration of frost on the surface of the tubes and fins.

Keywords: Tube-fin evaporator. Frost formation. Household refrigerator. Distributed model. Performance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação esquemática de um ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor.....	17
Figura 2 – Representação esquemática dos estados termodinâmicos em um ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor.....	18
Figura 3 - Formação de geada na superfície de um evaporador de tubo-aletado...	19
Figura 4 - Esquema de funcionamento de um refrigerador <i>frost-free</i>	25
Figura 5 - Evaporador de fluxo paralelo	27
Figura 6 - Evaporador de tubo-aletado de refrigeradores <i>frost-free</i>	30
Figura 7 – Mudanças de fase da água: (a) condensação; (b) gelo; (c) geada.....	32
Figura 8 – Exemplos de formação de gelo e/ou geada: (a) geada sobre a vegetação; (b) gelo sobre as asas de uma aeronave; (c) geada em um evaporador do sistema de refrigeração.....	33
Figura 9 - Diagrama de fases da água.....	34
Figura 10 - Processo de formação de uma camada de geada sobre uma superfície plana.....	35
Figura 11 - Representação esquemática do processo de nucleação em uma carta psicrométrica.....	36
Figura 12 - Esquema de um evaporador de tubo-aletado usado em refrigeradores <i>frost-free</i>	38
Figura 13 - Balanço de massa em um volume de controle no interior do tubo do evaporador.....	40
Figura 14 - Balanço de quantidade de movimento em um volume de controle no interior do tubo do evaporador.....	41
Figura 15 - Balanço da energia em um volume de controle no interior do tubo do evaporador.....	43
Figura 16 - Volume de controle para o balanço de energia na parede do tubo e aletas.....	44
Figura 17 - Esquema mostrando a difusão da molécula de vapor d'água na camada de geada.....	46
Figura 18 - Volume de controle para o balanço de energia e massa de vapor d'água no ar.....	48
Figura 19 - Fluxos de calor e massa na camada de geada.....	50
Figura 20 - Circuito de ar no interior do refrigerador.....	57
Figura 21 - Processo de evaporação esquematizado em um diagrama pressão-entalpia.....	58
Figura 22 - Esquema da divisão ao longo do evaporador para integração das equações do modelo do evaporador.....	62
Figura 23 - Vista frontal da divisão dos tubos para o evaporador de quatro fileiras com 5 tubos.....	67
Figura 24 - Vista lateral da divisão dos tubos para o evaporador de quatro fileiras com cinco tubos.....	68
Figura 25 – Fluxograma do algoritmo numérico do modelo proposto.....	70
Figura 26 - Esquema do módulo experimental (KNABBEN, 2010).....	72
Figura 27 – Distribuições da capacidade de refrigeração: Teste 1.....	75
Figura 28 – Distribuições da capacidade de refrigeração: Teste 2.....	75
Figura 29 - Distribuições da capacidade de refrigeração: Teste 4.....	76
Figura 30 - Distribuições da capacidade de refrigeração: Teste 7.....	76

Figura 31 - Distribuições da capacidade de refrigeração: Teste 8.....	77
Figura 32 - Comparação da capacidade de refrigeração: Teste 3.....	78
Figura 33 - Comparação da capacidade de refrigeração: Teste 5.....	78
Figura 34 - Comparação da capacidade de refrigeração: Teste 6.....	79
Figura 35 - Comparação entre as capacidades de refrigeração calculadas e medidas por Knabben (2010).	79
Figura 36 - Distribuições de massa de geada: Teste 1.	81
Figura 37 - Distribuições de massa de geada: Teste 2.	81
Figura 38 - Distribuições de massa de geada: Teste 3.	82
Figura 39 - Distribuições de massa de geada: Teste 4.	82
Figura 40 - Distribuições de massa de geada: Teste 5.	83
Figura 41 - Distribuições de massa de geada: Teste 6.	83
Figura 42 - Distribuições de massa de geada: Teste 7.	84
Figura 43 - Distribuições de massa de geada: Teste 8.	84
Figura 44 - Comparação entre as massas de geada calculadas e medidas por Knabben (2010).....	85
Figura 45 - Distribuições de queda de pressão do ar: Teste 1.	86
Figura 46 - Distribuições de queda de pressão do ar: Teste 2.	87
Figura 47 - Distribuições da queda de pressão do ar: Teste 3.	87
Figura 48 - Distribuições de queda de pressão do ar: Teste 4.	88
Figura 49 - Distribuições da queda de pressão do ar: Teste 5.	88
Figura 50 - Distribuições da queda de pressão do ar: Teste 6.	89
Figura 51 - Distribuições da queda de pressão do ar: Teste 7.	89
Figura 52 - Distribuições de queda de pressão do ar: Teste 8.	90
Figura 53 - Comparação entre as quedas de pressão do ar calculadas e medidas por Knabben (2010).	90
Figura 54 - Distribuições de vazão ar: Teste 1.	92
Figura 55 - Distribuições de vazão ar: Teste 2.	92
Figura 56 - Distribuições de vazão de ar: Teste 3.	93
Figura 57 - Distribuições de vazão ar: Teste 4.	93
Figura 58 - Distribuições de vazão de ar: Teste 5.	94
Figura 59 - Distribuições de vazão de ar: Teste 6.	94
Figura 60 - Distribuições de vazão de ar: Teste 7.	95
Figura 61 - Comparação entre as vazões de ar calculadas e medidas por Knabben (2010).....	96
Figura 62 - Parâmetros geométricos do evaporador de tubo-aletado.	111
Figura 63 - Esquema de uma aleta circular.....	113

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Condutividade térmica e massa específica do gelo e da geada.	34
Tabela 2 - Parâmetros geométricos do evaporador testado por Knabben (2010). ..	72
Tabela 3 - Condições de operação usadas por Knabben (2010).....	73
Tabela 4 - Condições dos testes realizados por Knabben (2010).....	73
Tabela 5 – Comparação entre as capacidades de refrigeração [W].	80
Tabela 6 – Comparação entre as massas de geada [g].	85
Tabela 7 – Comparação entre as queda de pressão do lado do ar [Pa].....	91
Tabela 8 – Comparação entre as vazões de ar [m ³ /h].	97

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área da seção transversal dos tubos [m^2]
A_{min}	Área mínima de escoamento do ar no volume de controle [m^2]
A_s	Área total da superfície do volume de controle [m^2]
A_t	Área externa dos tubos [m^2]
$c_{p,ar}$	Calor específico do ar seco [J/kg K]
c_{wf}	Calor específico considerando o material dos tubos e aletas [J/kg K]
d_{ab}	Difusividade molecular do vapor de água no ar [m^2/s]
d_i	Diâmetro interno dos tubos [m]
d_e	Diâmetro externo dos tubos [m]
d_{eq}	Diâmetro externo equivalente dos tubos [m]
f	Fator de atrito [-]
F_z	Força por unidade de volume em razão do atrito entre o fluido refrigerante e a parede do tubo [N/m^3]
$G_{máx}$	Velocidade mássica máxima [kg/m^2s]
h_a	Coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do ar [W/m^2K]
h_m	Coeficiente de transferência de massa [$kg/m^2s K$]
h_r	Coeficiente de transferência de calor por convecção no interior dos tubos [W/m^2K]
H	Altura do volume de controle [m]
i_r	Entalpia específica do refrigerante [J/kg]
L	Calor latente de dessublimação de vapor de água [J/kg]
L_t	Passo transversal do tubo [m]
m_{wf}	Massa dos tubos e aletas por unidade de comprimento [kg/m]
\dot{m}_a	Vazão em massa de ar [kg/s]
\dot{m}''	Fluxo de massa de geada [kg/m^2s]
\dot{m}''_c	Fluxo de massa de crescimento da geada [kg/m^2s]
\dot{m}''_a	Fluxo de massa de adensamento da geada [kg/m^2s]
N_{fin}	Número de aletas [-]
N_l	Número de tubos na direção longitudinal ao escoamento [-]
N_t	Número de tubos na direção transversal ao escoamento [-]

k_g	Condutividade térmica da geada [W/mK]
p	Pressão do escoamento no interior dos tubos [P_a]
P_i	Perímetro interno dos tubos [m]
q''_{total}	Fluxo de calor total no volume de controle [W/m ² K]
q''_{wr}	Fluxo de calor da parede do tubo para o refrigerante [W/m ²]
t	Tempo [s]
T_{orv}	Temperatura de orvalho [K]
T_f	Temperatura da aleta [K]
$T_{\omega,0}$	Temperatura da parede do tubo na base da aleta [K]
T_s	Temperatura da superfície da geada [K]
T_a	Temperatura do ar [K]
u	Velocidade de escoamento [m/s]
$V_{máx}$	Velocidade máxima de escoamento [m/s]
x	Título [-]
x_g^0	Espessura inicial da camada de geada [mm]
x_t	Passo transversal do tubo [m]
z	Coordenada ao longo do tubo [m]
W	Profundidade do evaporador [-]
Y_f	Espessura da aleta [m]
Y_{eq}	Espessura equivalente da aleta [m]

Símbolos Gregos

ρ_r	Massa específica do fluido refrigerante [kg/m ³]
ρ_g	Massa específica da geada [kg/m ³]
ρ_a	Massa específica do ar [kg/m ³]
ρ_l	Massa específica do refrigerante na fase líquida [kg/m ³]
ρ_v	Massa específica do refrigerante na fase vapor [kg/m ³]
α	Fração de vazio [-]
σ	Razão da área [-]
α	Difusividade térmica [m ² /s]
τ	Tortuosidade da geada [-]
ε	Porosidade da geada [-]

- ξ_{fin} Fator de aletamento [-]
- ΔB Largura do volume de controle [m]
- ΔH Altura do volume de controle [m]
- μ Viscosidade dinâmica do ar [Pa s]
- λ Coeficiente de dessublimação de vapor de água [s^{-1}]
- W_a Umidade absoluta do ar [$kg_{vapor} / kg_{ar\ seco}$]
- W_w Umidade absoluta do ar na temperatura da parede do tubo [$kg_{vapor} / kg_{ar\ seco}$]
- W_s Umidade absoluta do ar na temperatura da superfície da geada [$kg_{vapor} / kg_{ar\ seco}$]
- $W_{a,s,f}$ Umidade absoluta do ar na temperatura da superfície aleta [$kg_{vapor} / kg_{ar\ seco}$]
- η Eficiência da aleta [-]
- η_s Eficiência da superfície aletada [-]

Números adimensionais

$B_o = \frac{q''w}{\lambda G}$	Número de Ebulição
$L_e = \frac{\alpha \tau}{D_{ab} \varepsilon}$	Número Efetivo de Lewis
$N_u = \frac{h d}{k}$	Número de Nusselt
$Pr = \frac{\mu c_p}{k}$	Número de Prandt
$Re = \frac{\rho V_{máx} d_e}{\mu}$	Número de Reynolds
$Sc = \frac{\nu}{D_{ab}}$	Número de Schimit

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
2	FORMAÇÃO DE GEADA	32
2.2	Crescimento.....	36
2.3	Adensamento.....	37
3	MODELO MATEMÁTICO	38
3.1	Modelo do Evaporador.....	38
3.2	Modelo da Formação de Geada	47
3.3	Queda de Pressão do Lado do Ar.....	55
3.4	Condições de Contorno para o Refrigerante e para o Ar.....	58
4	METODOLOGIA DE SOLUÇÃO	62
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	71
5.1	Dados Experimentais	71
5.2	Distribuições da capacidade de refrigeração.....	74
5.3	Distribuições de massa de geada.	80
5.4	Distribuições de queda de pressão.	86
5.5	Distribuições de vazão de ar.	91
6	CONCLUSÕES	98
	REFERÊNCIAS	100
	APÊNDICE A – EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS	104
	A.1 Força de atrito	104
	A.2 Coeficiente de Transferência de calor – Fluido Refrigerante	106
	A.3 Coeficiente de Transferência de calor – Ar	108
	APÊNDICE B - PARAMETROS GEOMÉTRICOS DO EVAPORADOR	111
	APÊNDICE C – CÁLCULO DA EFICIÊNCIA DAS ALETAS.....	113

1 INTRODUÇÃO

Atualmente sistemas de refrigeração são imprescindíveis tanto em termos de conforto térmico, garantindo boas condições térmicas, quanto em relação à conservação de gêneros alimentícios, garantindo a qualidade dos produtos por meio da conservação em baixas temperaturas.

Desde os primórdios da humanidade a refrigeração foi empregada em algumas comunidades. Há dois mil anos AC, por exemplo, a população chinesa resfriava o chá que produziam em suas colônias, retirando camadas de gelo que se formavam em rios e lagos. Segundo Carrier (1906), aparentemente a aristocracia dos séculos XVII e XVIII não conseguiria sobreviver sem o uso de gelo naquela época. Na Índia os imperadores Moughul usavam gelo para a refrigeração durante os rigorosos verões da região de Agra e Delhi.

Com o decorrer dos anos o processo de refrigeração foi difundido mundialmente, até chegar às condições atuais nas quais se tornou comum encontrar diariamente algum dispositivo de refrigeração, seja destinado à conservação de alimentos ou em aplicações para o conforto térmico. Atualmente, a refrigeração está presente em, praticamente, todas as residências e indústrias do mundo, o que combinado com a baixa eficiência dos sistemas que a promovem, contribui para o grande consumo energético do planeta.

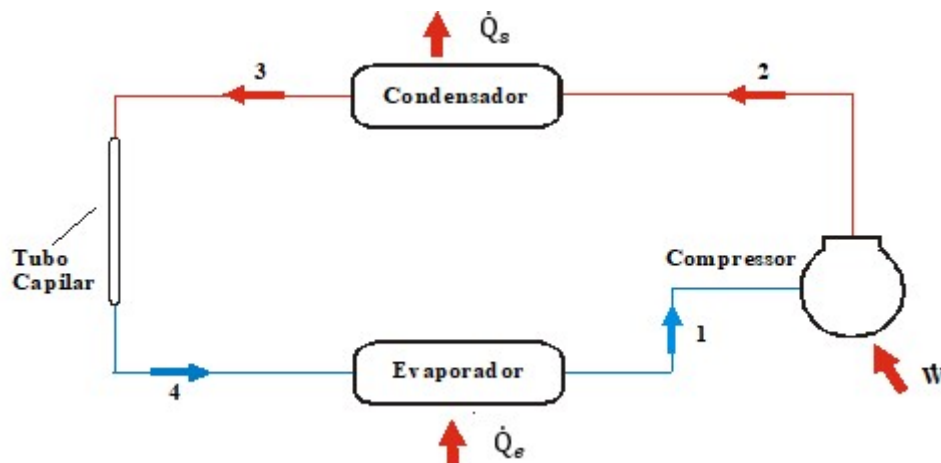
A maioria dos sistemas de refrigeração atual utiliza o ciclo de refrigeração por compressão a vapor, constituídos por quatro dispositivos principais: compressor, condensador, evaporador e um dispositivo de expansão ou válvula de expansão. No caso da refrigeração industrial, o sistema pode conter além desses equipamentos inúmeros outros, tais como: separadores de líquido, compressores de alta e baixa pressão, dentre outros equipamentos de grande porte.

Os estudos realizados na área de refrigeração têm o intuito de melhorar o desempenho de tais sistemas. Tal desempenho está diretamente ligado às irreversibilidades termodinâmicas resultantes do escoamento do fluido refrigerante e do ar ao longo dos trocadores de calor e demais dispositivos que compõe o ciclo.

Na Figura 1 é mostrado, esquematicamente, um sistema de refrigeração padrão, no qual se observa a posição relativa dos quatro principais componentes:

compressor, condensador, evaporador e o dispositivo de expansão, neste caso um tubo capilar.

Figura 1 – Representação esquemática de um ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor.



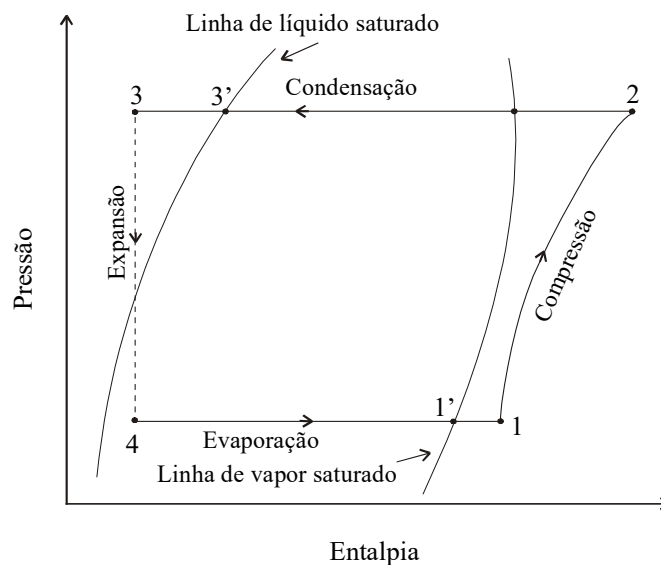
Fonte: Próprio autor.

Os estados termodinâmicos do fluido refrigerante ao longo desse sistema são frequentemente representados em um diagrama pressão-entalpia, mostrado esquematicamente na Figura 2. O vapor no estado superaquecido, estado 1, ou saturado, estado 1', é comprimido da pressão de evaporação até a de condensação, sendo para isso necessário o fornecimento de trabalho, \dot{W}_c , ao compressor. O vapor em alta temperatura e pressão é, então, condensado até o estado de líquido saturado, estado 3', ou ainda resfriado até o estado de líquido sub-resfriado, estado 3, rejeitando calor, Q_s , para o meio externo. Em seguida a pressão do líquido é reduzida ao longo do tubo capilar até a de evaporação, estado 4. Tal redução deve-se ao atrito e à aceleração do fluido refrigerante, resultando na evaporação de parte do líquido. A mistura de líquido e vapor na saída do tubo é conduzida para o evaporador, onde calor, Q_e , é absorvido do ambiente a ser refrigerado, e daí para o compressor, no qual se inicia um novo ciclo de operação.

Uma forma de avaliar o desempenho dos sistemas de refrigeração é calcular o coeficiente de desempenho do ciclo – COP, que é a relação entre o calor absorvido no evaporador e a potência consumida no compressor. O valor do COP está diretamente ligado ao desempenho de cada componente do ciclo, tornando-se

imprescindível o estudo desses componentes, uma vez que são influenciados por inúmeras variáveis, tais como: temperaturas do ambiente a ser refrigerado e do ambiente externo, umidade absoluta do ar, vazão do fluido refrigerante, demais condições de operação e dados geométricos do sistema.

Figura 2 – Representação esquemática dos estados termodinâmicos em um ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: Barbieri (2001)

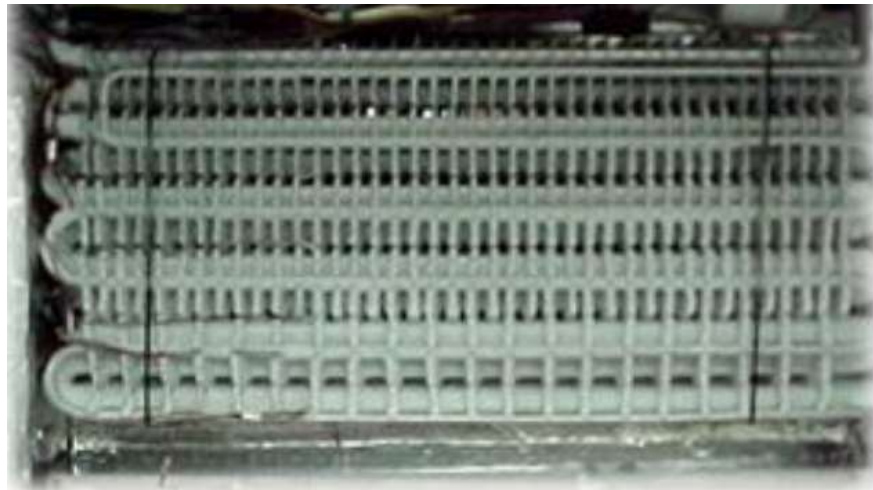
Em particular, um desses componentes, os evaporadores do tipo tubo-aletado, comuns em aplicações relacionadas com os sistemas de refrigeração, quando operam em temperaturas próximas a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ficam sujeitos a um fenômeno físico inevitável e indesejável: a formação de geada em suas superfícies. A geada é um meio poroso formado pela dessublimação do vapor d'água em pressões menores do que a do ponto triplo da água. A formação de geada será discutida no Capítulo 2.

Com o equipamento em funcionamento o acúmulo de geada, dependendo da sua espessura, aumenta a resistência térmica entre os tubos e o escoamento do ar, dificulta o escoamento do ar ao longo do evaporador e, conseqüentemente, reduz sua capacidade de refrigeração (Figura 3).

Em razão disso, as temperaturas do compartimento refrigerado aumentam e o compressor permanece ligado por mais tempo, o que aumenta o consumo de energia do refrigerador. Para reduzir o problema, periodicamente, uma resistência

elétrica é acionada para o degelo da superfície do evaporador. Entretanto, esse procedimento também contribui com o aumento do consumo de energia do refrigerador (KNABBEN, 2010).

Figura 3 - Formação de geada na superfície de um evaporador de tubo-aletado.



Fonte: Ozkan e Ozil (2006).

A formação de geada na superfície de evaporadores é um assunto que há muito tempo desperta interesse de vários pesquisadores em razão de sua influência sobre o desempenho desses trocadores de calor. Reduções de até 40 % foram observadas na capacidade de refrigeração de evaporadores de tubo-aletado em razão da formação de geada (SILVA, 2012).

Stoecker (1957) estudou o efeito da formação de geada sobre o desempenho de sistemas de refrigeração testando dois evaporadores com geometrias idênticas, porém com número de aletas diferentes. Os evaporadores foram submetidos ao escoamento de ar, a 0 °C e 72 % de umidade relativa, e foram determinados o coeficiente global de transferência de calor e a queda de pressão do ar causada pela formação de geada. Nos testes realizados, o autor observou um aumento de 5 a 6 % no coeficiente global de transferência de calor no início da formação de geada, em relação ao observado em serpentinas sem formação de geada. Em seguida, com o aumento da espessura da camada de geada, o coeficiente global de transferência de calor diminuiu gradualmente.

Stoecker (1957) apresentou uma possível explicação para esse comportamento do coeficiente global de transferência de calor. No início, a fina e

rugosa camada de geada proporciona um aumento de área de troca de calor, efeito aleta. Além disso, o coeficiente de transferência de calor do lado do ar aumenta com o aumento da velocidade do ar causado pelo estreitamento da área passagem do ar em razão da formação da geada. Com o aumento da espessura da camada de geada, o coeficiente global de transferência de calor passa a diminuir em razão do aumento do isolamento térmico proporcionado pela camada de geada. O autor observou também o aumento gradual da queda de pressão do lado do ar com o aumento da espessura da camada de geada. No início esse aumento é pouco significativo, mas torna-se apreciável à medida que mais geada deposita-se sobre a serpentina. Stoecker (1957) mencionou ainda que o maior espaçamento entre aletas é indicado para condições com acúmulo de geada, devido ao maior fluxo de ar sobre elas, porém todos os testes foram realizados com a vazão de ar constante e os efeitos dessa variável não foram captados.

Hayashi *et al.* (1977) avaliaram experimentalmente o processo de formação de geada em placas planas, com o intuito de obter uma relação entre as condições externas do escoamento e do meio poroso. Os autores observaram o crescimento da geada por meio de equipamentos e técnicas de visualização e notaram que esse crescimento depende das condições psicrométricas do ar, da temperatura da superfície da placa e das condições do escoamento do ar. O crescimento da geada foi dividido em três etapas: (i) crescimento dos cristais de geada; (ii) crescimento da camada de geada; (iii) crescimento completo da camada de geada.

Na primeira etapa, Hayashi *et al.* (1977) notaram que uma fina camada de geada formou-se sobre a placa, na qual surgem os cristais de geada. Quando a geada está na fase de crescimento, os cristais ramificam-se em razão da difusão de vapor, originando uma camada mais uniforme e plana da geada. Na etapa final, o crescimento de geada não se altera significativamente até que a temperatura da superfície atinja 0 °C. Em razão do aumento da resistência térmica, quando a superfície atinge essa temperatura, o líquido condensado resultante do descongelamento da superfície da geada infiltra-se no meio poroso e recongela. Esse processo aumenta a densidade e a condutividade térmica da geada, provocando maior formação de geada na superfície.

O' Neal (1987) realizou um estudo dos trabalhos da época, relacionados ao efeito do crescimento e adensamento da camada de geada no desempenho de evaporadores de tubo-aletado. Alguns parâmetros foram discutidos, sendo eles: (i)

eficiência da aleta; (ii) coeficiente global de transferência de calor; (iii) queda de pressão do lado do ar; (iv) rugosidade superficial da camada de geada. Nos trabalhos daquela época tratavam-se as aletas como pouco influentes no desempenho do evaporador e era necessário um modelo para calcular o coeficiente de transferência de calor. E em relação à queda de pressão, notou-se que esse era o parâmetro que mais influenciava o desempenho do evaporador, o que a rugosidade da superfície da geada não era uniforme e apresenta crescimento desordenado.

Padki, Sherif e Nelson (1989) propuseram um modelo simplificado para calcular a taxa de transferência de calor e a taxa de crescimento de geada em placas planas, expostas a fluxo de ar com diferentes umidades relativas e temperaturas. Nesse modelo considerou-se o processo como quase estático e utilizaram-se correlações empíricas para os cálculos de densidade e condutividade térmica da geada e do coeficiente convectivo de transferência de massa, segundo a analogia entre transferência de calor e massa. Os autores calcularam a temperatura da geada por meio de balanços de energia nas interfaces ar-geada e geada-superfície, considerando os efeitos de derretimento e recongelamento, associados ao cálculo da densidade da geada. Os autores não apresentaram os valores dos desvios entre os dados experimentais e os resultados do modelo, mas mostraram que ambos apresentam tendências consideravelmente semelhantes.

Rite e Crawford (1991) avaliaram experimentalmente o efeito da formação de geada na superfície de evaporadores de tubos aletados usados em refrigeradores domésticos. Nos testes realizados, com duração de até 10 horas, os autores observaram aumento da queda de pressão e do coeficiente global de transferência de calor do lado do ar. Em relação ao aumento do coeficiente de transferência de calor três hipóteses foram consideradas: (i) redução da resistência térmica de contato em razão do preenchimento das junções entre tubos e aletas com geada; (ii) maior rugosidade da superfície da geada e aumento da velocidade do ar provocado pela restrição da área de passagem; (iii) aumento da área de troca térmica provocada pelo crescimento da geada. Rite e Crawford (1991) concluíram que a parcela de calor latente representa cerca de 10% do calor total trocado no evaporador e identificaram um aumento (não informado) do coeficiente global de transferência de calor quando a umidade relativa ou a temperatura do ar na entrada do evaporador eram elevadas.

De acordo com Sánches e Brun (2002), que analisaram o crescimento da camada de geada experimentalmente em evaporadores, a desumidificação do ar a baixas temperaturas é um grande problema na operação desses trocadores de calor em câmaras frigoríficas. Com o tempo a formação de geada na superfície do evaporador reduz o desempenho dos ciclos de refrigeração usados na indústria de alimentos. Sánches e Brun (2002), concluíram que o fluxo de vapor d'água foi pequeno para temperaturas muito baixas e a distribuição de geada ao longo do evaporador foi bastante irregular.

Chen, Thomas e Besant (2003) apresentaram um modelo para analisar o crescimento de geada em trocadores de calor aletados acoplados a ventiladores. Os autores verificaram que, para um período de tempo de 5,5 horas, houve uma redução de 50 % na vazão de ar em relação ao valor inicial, em razão da formação e crescimento de geada sobre as superfícies do trocador de calor e suas aletas, enquanto a queda de pressão do ar aumentou 3,2 vezes. Além disso, após o mesmo período de tempo, 5,5 horas, a taxa de transferência de calor do trocador de calor diminuiu por um fator de 1,7 e a eficiência das aletas diminuiu de 0,8 para 0,5. Um estudo de sensibilidade do modelo mostrou que o tipo do ventilador, o espaçamento entre as aletas e a espessura das aletas alteram o crescimento da camada de geada e o tempo do ciclo de degelo do trocador de calor.

Seker, Karatas e Egrican (2004a) apresentaram um modelo matemático para analisar a transferência de calor e massa e a formação de geada no regime transiente, em trocadores de calor de tubo-aletado usados comumente em refrigeradores domésticos. Os princípios de transferência de calor e massa por difusão foram usados para prever o crescimento da geada. O escoamento do refrigerante não foi analisado neste trabalho. O processo de formação de geada envolve transferência de calor e massa e variações das propriedades termofísicas. As hipóteses adotadas no modelo foram: (i) todas as temperaturas locais da superfície de transferência de calor são menores do que a temperatura do ponto de congelamento, 0 °C; (ii) a distribuição de geada é homogênea ao longo do trocador de calor; (iii) o problema é considerado quase-estático (transientes próximos ao ponto de equilíbrio e que envolvem pequenas mudanças); (iv) a camada de geada é caracterizada por propriedades medidas; (v) a condutividade térmica da geada varia somente com a densidade da geada; (vi) a transferência de calor por radiação entre ar úmido e a camada de geada é desprezada; (vii) a transferência de calor e massa

é considerada unidimensional ao longo de todo o trocador de calor. Correlações empíricas foram usadas para o cálculo da queda de pressão através do evaporador, dos coeficientes de transferência de calor, da condutividade térmica da geada e da vazão de vapor d'água do ar responsável pelo aumento da densidade da geada.

Seker, Karatas e Egrican (2004a) realizaram uma análise de sensibilidade, obtendo resultados que demonstraram a influência da temperatura de entrada do ar, da temperatura da superfície do evaporador, da umidade relativa do ar e da vazão em massa de ar sobre o coeficiente global de transferência de calor e a queda de pressão do ar através do evaporador.

Seker, Karatas e Egrican (2004b) também realizaram um trabalho experimental para analisar influência da formação de geada sobre o desempenho de trocadores de calor de tubo-aletado. Algumas comparações entre os dados experimentais os resultados obtidos com o modelo foram apresentados nesse trabalho. As comparações foram feitas em termos de queda de pressão no lado ar e do coeficiente global de transferência de calor. Os autores não apresentaram os valores dos desvios entre os dados experimentais e os resultados do modelo, mas mostraram que ambos apresentam tendências consideravelmente semelhantes.

Liu, Zhu e Wang (2005) apresentaram um modelo teórico para analisar a formação e o crescimento de geada em evaporadores. No modelo de crescimento da camada de geada foram resolvidas as equações da energia e da difusão de vapor d'água em suas formas transientes e unidimensionais. A esse modelo foi acoplada a solução da equação da condução transiente e bidimensional nas aletas. Os coeficientes de transferência de calor e massa e fator de atrito do lado do ar foram calculados por correlações empíricas. As equações do modelo foram resolvidas pelo método de diferenças finitas. Experimentos foram realizados e os resultados dos desvios entre os dados experimentais e os resultados calculados não foram apresentados. Os valores medidos da massa de geada apresentaram boa concordância com os valores calculados pelo modelo.

Yang, Lee e Song (2006) elaboraram um modelo matemático para avaliar o comportamento de um evaporador de tubo-aletado sujeito à formação de geada sobre as serpentinas e aletas, utilizando equações da difusão de massa na superfície da camada da geada. Os coeficientes de transferência de calor e massa na superfície dos tubos e aletas foram calculados por correlações empíricas. O modelo foi validado comparando-se a espessura da camada de geada e a taxa de

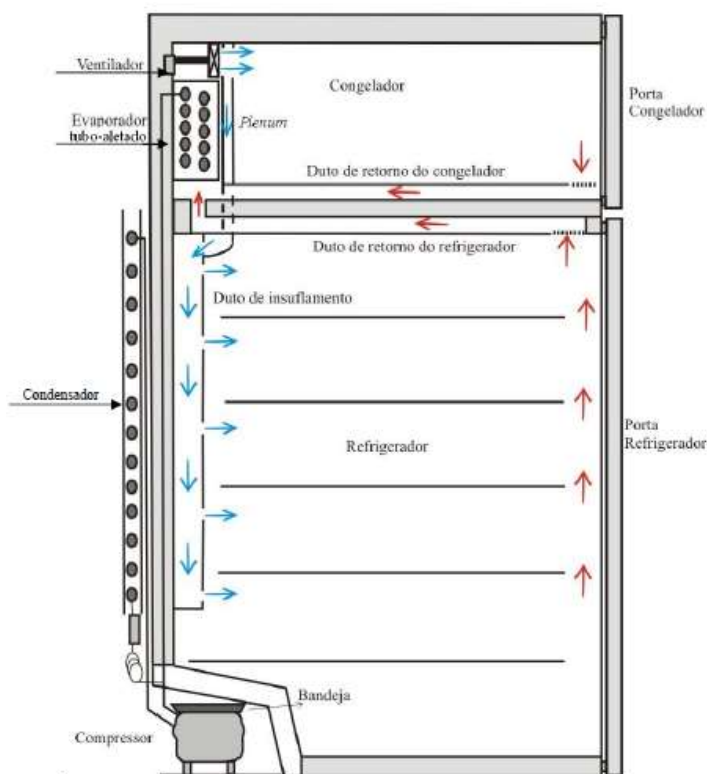
transferência de calor calculadas com os respectivos valores medidos, apresentando boa concordância, com um desvio médio de 2,2 % entre os resultados. Os autores não apresentaram informações sobre o procedimento utilizado para a medição da espessura da geada. O modelo não informou sobre o procedimento de solução do refrigerante que escoar no evaporador.

Huang *et al.* (2008) avaliaram o efeito da formação de geada sobre o desempenho de evaporadores de tubo-aletado, acoplados a ventiladores axiais e centrífugos, entretanto não houve detalhamento do modelo. A condutividade térmica e a densidade da geada foram consideradas constantes. Um código comercial de transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional (CFD), Star-CD, foi utilizado para calcular os campos da velocidade e temperatura. O coeficiente de transferência de calor calculado pelo modelo foi comparado com resultado experimental da literatura obtendo-se um desvio de 12%.

Piucco (2008) desenvolveu um modelo para prever a formação de geada sobre as superfícies internas de refrigeradores *frost-free* (Figura 4), com os objetivos principais de: (a) identificar os diferentes processos de mudança de fase do vapor d'água sobre as superfícies internas de gabinetes refrigerados; (b) entender o processo de mudança de fase e o efeito dos parâmetros mais relevantes; (c) identificar pontos no gabinete onde ocorrem mudança de fase e avaliar as condições correspondentes; (d) propor alternativas para evitar ou reduzir a formação de gelo e geada sobre as superfícies internas de refrigeradores domésticos.

Com base nos conceitos fundamentais de nucleação, Piucco (2008) verificou qualitativamente que um aumento na rugosidade da superfície facilita a nucleação da geada sobre a superfície. Um aparato experimental foi construído especificamente para realizar os experimentos de nucleação, crescimento e adensamento da geada. Um sistema de aquisição e tratamento de imagens foi empregado para visualizar a formação de geada sobre as amostras. Várias amostras de um material polimérico utilizado na fabricação de componentes estruturais de refrigeradores domésticos foram revestidos com diferentes acabamentos superficiais e medições do ângulo de contato e rugosidade foram realizadas. Tais superfícies foram submetidas a várias condições de operação e constatou-se que o limite de nucleação aumenta com o aumento do ângulo de contato, tornando a superfície mais robusta à formação de geada.

Figura 4 - Esquema de funcionamento de um refrigerador *frost-free*.



Fonte: Piucco (2008).

O modelo de Piucco (2008) foi validado comparando-se os resultados calculados com os dados experimentais, obtendo-se uma concordância razoável. O modelo conseguiu prever os resultados experimentais dentro de uma faixa de $\pm 10\%$. O efeito de alguns parâmetros operacionais sobre a taxa de crescimento da geada foi também analisado. Observou-se que a temperatura da placa é a variável com a maior influência sobre a taxa de crescimento da camada da geada. Observou-se ainda que a umidade relativa e a velocidade do ar afetam a taxa de adensamento da geada, aumentando a mesma.

Silva, Hermes e Melo (2011a) apresentaram um modelo para analisar a formação de geada em evaporadores de tubo-aletado sob condições típicas de operação de sistemas de refrigeração comerciais leves. O modelo baseou-se nas equações dos balanços de massa, energia e quantidade de movimento do lado ar para prever a formação de geada em regime transiente na superfície do evaporador. Os resultados numéricos foram comparados com os dados experimentais de queda de pressão no lado do ar, vazão de ar, capacidade de refrigeração e massa de geada acumulada. Todas as previsões permaneceram dentro das faixas de

incerteza experimentais. Os efeitos da redução progressiva da área de passagem do ar causada pela camada de geada e pela baixa condutividade da camada de geada sobre a resistência térmica global também foram avaliados. Verificou-se que o crescimento da camada de geada é a principal causa da redução da taxa de transferência de calor do evaporador, aumentando a queda de pressão do lado do ar e reduzindo o fluxo de ar através do evaporador.

Silva, Hermes e Melo (2011b) realizaram um estudo experimental para analisar o crescimento de geada em evaporadores de tubo-aletado, usados em sistemas de refrigeração comerciais, considerando as características do ventilador, responsável pelo escoamento do ar sobre o evaporador. Estes evaporadores trabalham geralmente com temperaturas próximas à $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, o que favorece o acúmulo de geada na superfície das aletas. Os autores realizaram testes em dois evaporadores de tubo-aletado, operando em diferentes temperaturas de evaporação e diferentes temperaturas e umidades de entrada do ar na entrada e observaram que a taxa de acúmulo de gelo aumenta com o fluxo de ar. Os autores observaram também a existência de uma estreita relação entre a massa de geada acumulada, a queda de pressão do ar e a capacidade de refrigeração. Além disso, foi demonstrado que o efeito da redução do fluxo de ar sobre a capacidade de refrigeração do evaporador é maior do que o efeito do isolamento térmico adicional criado pela camada de gelo. Os autores relataram redução de até 40% na capacidade de refrigeração em razão da formação de geada.

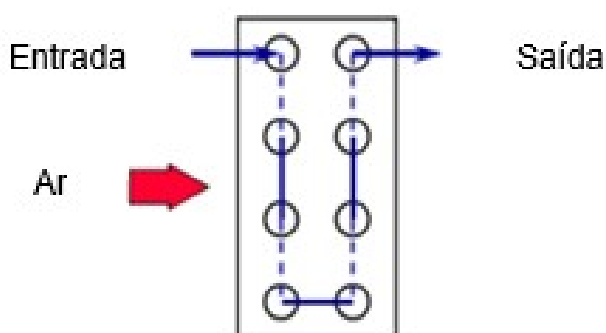
Os resultados de Silva, Hermes e Melo (2011b) demonstraram ainda que, sob condições de formação de geada, o evaporador e o ventilador devem ser projetados de forma acoplada, a fim de manter a capacidade de refrigeração original durante períodos de tempo mais longos, aumentando o intervalo entre os períodos de descongelamento e, conseqüentemente, melhorando o desempenho térmico da totalidade do sistema.

Knabben, Hermes e Melo (2011) realizaram experimentos para analisar a formação de geada na superfície de evaporadores de tubo-aletado, usados em refrigeradores *frost-free*. O diferencial desse trabalho foi a realização de medições *in-situ* ou seja, em um evaporador originalmente instalado no interior de um refrigerador *frost-free*. Para isso, o refrigerador foi colocado no interior de uma câmara de teste e seu sistema de refrigeração foi substituído por um calorímetro capaz de manter e controlar as condições de operação do sistema. Knabben,

Hermes e Melo (2011), desenvolveram também um modelo matemático para prever o acúmulo de geada em cada fileira do evaporador. Nesse modelo a camada de geada foi tratada como um meio poroso, cuja temperatura e umidade absoluta superficiais foram obtidas pela solução das equações da difusão de calor e de massa. Os resultados do modelo foram comparados com os dados experimentais e desvios de $\pm 10\%$, foram observados na estimativa da massa de geada acumulada.

Wu *et al.* (2011) estudaram a formação de geada em um evaporador de fluxo paralelo (Figura 5) em um sistema de refrigeração doméstico. A temperatura da superfície do evaporador foi medida por 16 termopares instalados no lado oposto do qual o ar é forçado a escoar. Os processos de formação de geada na superfície do evaporador foram observados usando uma câmera de alta definição e as distribuições dos cristais de gelo e espessura da camada de geada foram visualizados pelo método de processamento de imagem digital.

Figura 5 - Evaporador de fluxo paralelo



Fonte: Wu *et al.* (2011).

Os resultados obtidos por Wu *et al.* (2011) mostraram que a distribuição da temperatura da superfície do evaporador de fluxo paralelo tem relação com a formação irregular de cristais de gelo em algumas áreas da superfície das aletas do evaporador. A não uniformidade da camada de geada e da distribuição de temperatura de sua superfície foram causadas pela distribuição desigual do fluxo de ar ao longo dos tubos.

Silva (2012) elaborou um modelo matemático para avaliar diferentes variáveis que influenciam na formação de geada na superfície do evaporador do tipo tubo-aletados e avaliar sua influência na capacidade de refrigeração e teve como

objetivos quantificar a massa de geada acumulada, taxas de transferência de calor sensível e latente, temperatura do ar na saída do evaporador e a perda de carga do escoamento de ar, através de um aparato experimental criado para observar este fenômeno, onde foi construída uma câmara de testes para avaliar o escoamento do ar, o crescimento e adensamento das partículas de água no estado sólido sobre a superfície do evaporador, no qual permitiu a realização de ensaios com vazão fixa e variável onde se usa um controlador de velocidade. Para a análise deste caso, foi usado um método matemático substituições sucessivas, para o cálculo das equações de transferência de massa, conservação da massa, energia e quantidade de movimento.

Por meio de seus resultados experimentais, Silva (2012) constatou que: (a) a taxa de acúmulo de massa de geada sobre o evaporador aumenta com a elevação da vazão de ar; (b) a taxa de acúmulo de massa decresce ao longo do tempo, devido à redução da vazão de ar movimentada pelo ventilador e a elevação da temperatura da superfície da geada; (c) a mesma massa de geada causa diferentes graus de obstrução no evaporador dependendo das condições nas quais foi gerada; (d) aletas do tipo *wavy* (onduladas) apresentam melhor desempenho do que aletas com *louvers* (ventiladas), quando sujeitas à formação de geada.

A partir de seus resultados computacionais, Silva (2012) observou que: (a) a espessura da camada de geada é maior na primeira fileira de tubos do evaporador; (b) quanto maior o grau de super-resfriamento, Figura 11, maior a taxa de formação de geada, originando um meio poroso com baixa densidade e condutividade térmica; (c) apesar da vazão de ar do ventilador diminuir com a formação de geada, observou-se um aumento da velocidade do ar entre as aletas devido à redução da área de passagem.

Ribeiro e Hermes (2014) apresentaram um modelo matemático para simular o comportamento térmico-hidráulico de evaporadores de tubo-aletado operando com a formação de geada. Nesse estudo, o método de minimização de geração de entropia foi usado para avaliar o melhor projeto do evaporador, considerando as perdas termodinâmicas devido à transferência de calor e massa e aos efeitos viscosos do escoamento. No modelo são resolvidas as equações diferenciais obtidas a partir de balanços globais de energia e massa (umidade) do ar e do balanço global de massa na camada de geada. Os resultados da capacidade de refrigeração e

vazão de ar calculadas pelo modelo foram comparados com dados experimentais obtidos em outros trabalhos, obtendo desvios na faixa de $\pm 5\%$.

Ye, Park e Lee (2014) apresentaram um modelo matemático para determinar as taxas de transferência de calor e massa em evaporador de tubo-aletado. O modelo foi usado para determinar as condições de operação críticas para impedir a formação de geada nesses trocadores de calor. As hipóteses adotadas no modelo foram: (i) a resistência térmica da camada de condensado sobre o trocador de calor foi desprezada; (ii) a resistência térmica e a resistência de contato entre o tubos e aletas foram desprezadas; (iii) todas as propriedades locais no volume de controle foram consideradas constantes; (iv) os efeito da condução térmica entre os tubos foi desprezada; (v) a perda de calor na curvas de retorno foram desprezadas.

Os resultados do modelo de Ye, Park e Lee (2014) foram comparados com dados experimental e mostraram que o desvio entre as taxas de calor transferido e de massa, foram menores do que 10 %. Segundo o modelo se a temperatura da interface entre o ar e a superfície do evaporador estiver acima da temperatura do ponto de orvalho, a formação de geada no trocador de calor pode ser prevista. O coeficiente de transferência de calor do ar diminui com o aumento da concentração de geada.

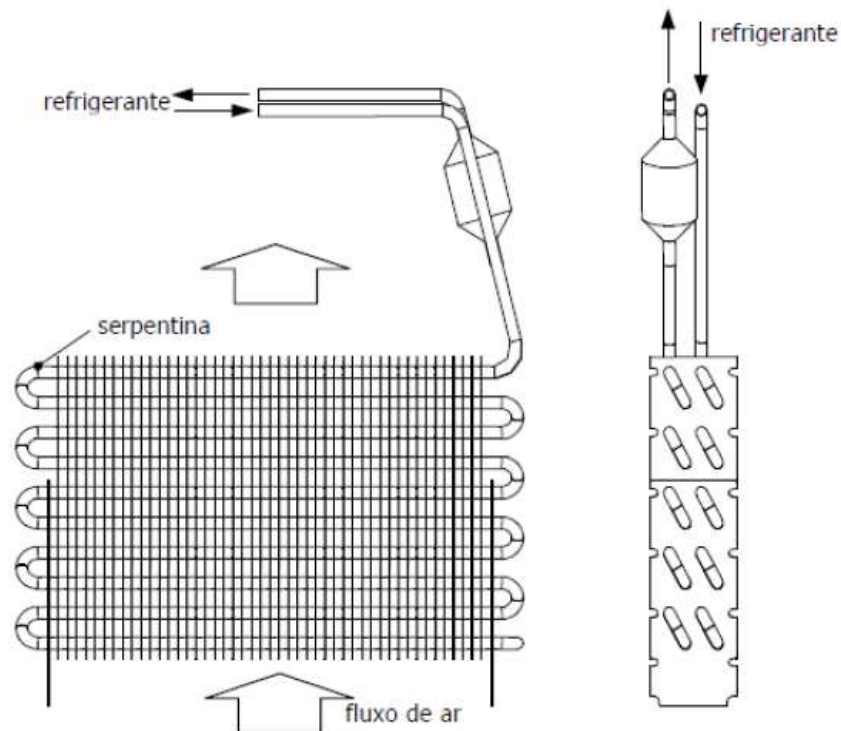
Wu, Hu e Chu (2016) analisaram experimentalmente a formação de gelo em evaporadores de tubo-aletado com diferentes tipos de aletas. Em razão da formação de gelo, a resistência à transferência de calor aumentou. As condições de operação adotadas foram: (a) temperatura do ar de - 2 a 7 °C; (b) umidade relativa do ar de 80 %; (c) velocidade do ar de 0,3 a 1,1 m /s; (d) temperatura da superfície do evaporador -19 a -10 ° C. Wu, Hu e Chu (2016) concluíram que: (a) com base nas observações da camada de geada, constatou-se maior concentração de geada próximo das extremidades do que nos vãos das aletas. Para aletas anulares (perfil retangular). Para uma única coluna de aletas anulares, mais geada desenvolve-se na aleta na primeira linha do que nas demais; (b) a região da aleta acumula mais geada por unidade de área do que a região onde escoar o fluido refrigerante, pois o ar entra em contato primeiro com a aleta e sua área de troca térmica é maior que a do tubo; (c) maiores velocidades do ar resultaram na formação de mais geada.

Observa-se a partir dessa revisão bibliográfica que, embora vários trabalhos sobre a formação de geada na superfície de evaporadores de tubo-aletado sejam encontrados na literatura, poucos trabalhos abordam a modelagem matemática

desse fenômeno. Além disso, nos trabalhos encontrados, nos quais modelos foram propostos o escoamento do fluido refrigerante ao longo do evaporador não é analisado, geralmente, a temperatura da superfície do evaporador é considerada constante.

Em razão disso, neste trabalho propõe-se um modelo distribuído para analisar a influência da formação e adensamento de geada sobre o desempenho de evaporadores de tubo-aletado, comumente usados em refrigeradores *frost-free*, Figura 6. Para isso elabora-se um código computacional para simular o escoamento do refrigerante no interior dos tubos e do ar no exterior do evaporador com formação de geada. Para analisar o escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos, utiliza-se um modelo desenvolvido anteriormente por Pimenta (2015), no qual o desempenho do evaporador foi analisado sem considerar a formação de geada sobre sua superfície.

Figura 6 - Evaporador de tubo-aletado de refrigeradores *frost-free*.



Fonte: Hermes (2006)

No modelo de Pimenta (2015) as equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e de conservação de energia do lado do fluido refrigerante

são resolvidas, respectivamente, para o cálculo da velocidade, da pressão e da entalpia específica do refrigerante. Resolve-se também a equação da conservação de energia ao longo da parede do tubo, para obter sua distribuição de temperatura.

No presente trabalho implementa-se do lado do ar um modelo para a simulação da formação, crescimento e adensamento da camada de geada, sobre a superfície do evaporador. Para isso, as equações de conservação de massa de vapor d'água e de conservação de energia do ar são resolvidas, respectivamente, para o cálculo da umidade absoluta e da temperatura do ar. A queda de pressão do lado do ar é calculada por meio de correlações obtidas na literatura.

As propriedades termofísicas do fluido refrigerante, do ar e da água devem ser determinadas e equações constitutivas são requeridas para o cálculo dos fatores de atrito, dos coeficientes de transferência de calor para o refrigerante e para o ar e do coeficiente de transferência de massa para o ar. Além disso, é necessário determinar a eficiência das aletas.

Neste trabalho, as propriedades termofísicas do fluido refrigerante, do ar e da água são calculadas usando a biblioteca de propriedades termodinâmicas REFPROP 8.0 (LEMMON; HUBER; MCLINDEN, 2007). As propriedades termofísicas do material da parede dos tubos e aletas são obtidos por ajustes dos dados fornecidos por Incropera *et al.* (2014).

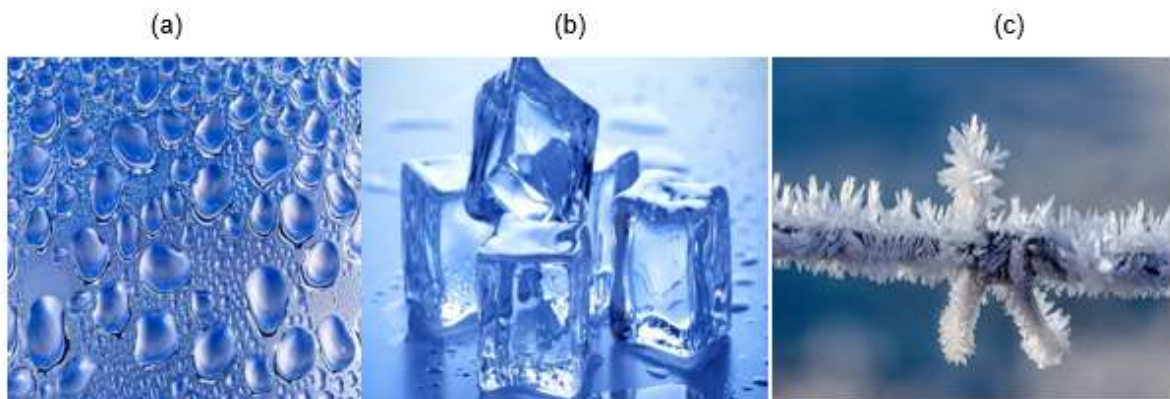
O modelo é validado por meio de comparações dos resultados obtidos com dados experimentais disponíveis na literatura.

2 FORMAÇÃO DE GEADA

O vapor d'água contido no ar pode mudar de fase dependendo das condições termodinâmicas às quais for submetido. Caso o ar úmido esteja em contato com uma superfície sólida cuja temperatura, T_s , seja inferior à temperatura do ponto de orvalho da mistura, T_{orv} , ocorrerá condensação do vapor d'água e gotas esparsas serão formadas sobre a superfície (Figura 7a). Se a temperatura da superfície sólida for inferior a 0°C as gotas irão se solidificar e gelo será formado sobre a superfície (Figura 7b).

Além disso, se a temperatura da superfície for inferior à temperatura do ponto de orvalho e ambos forem inferiores a 0°C , dependendo da diferença entre T_s e T_{orv} , o vapor d'água passará diretamente para a fase sólida. Nesse caso ocorrerá um processo de dessublimação do vapor, originando sobre a superfície um meio poroso conhecido como geada, como mostrado na Figura 7c.

Figura 7 – Mudanças de fase da água: (a) condensação; (b) gelo; (c) geada.

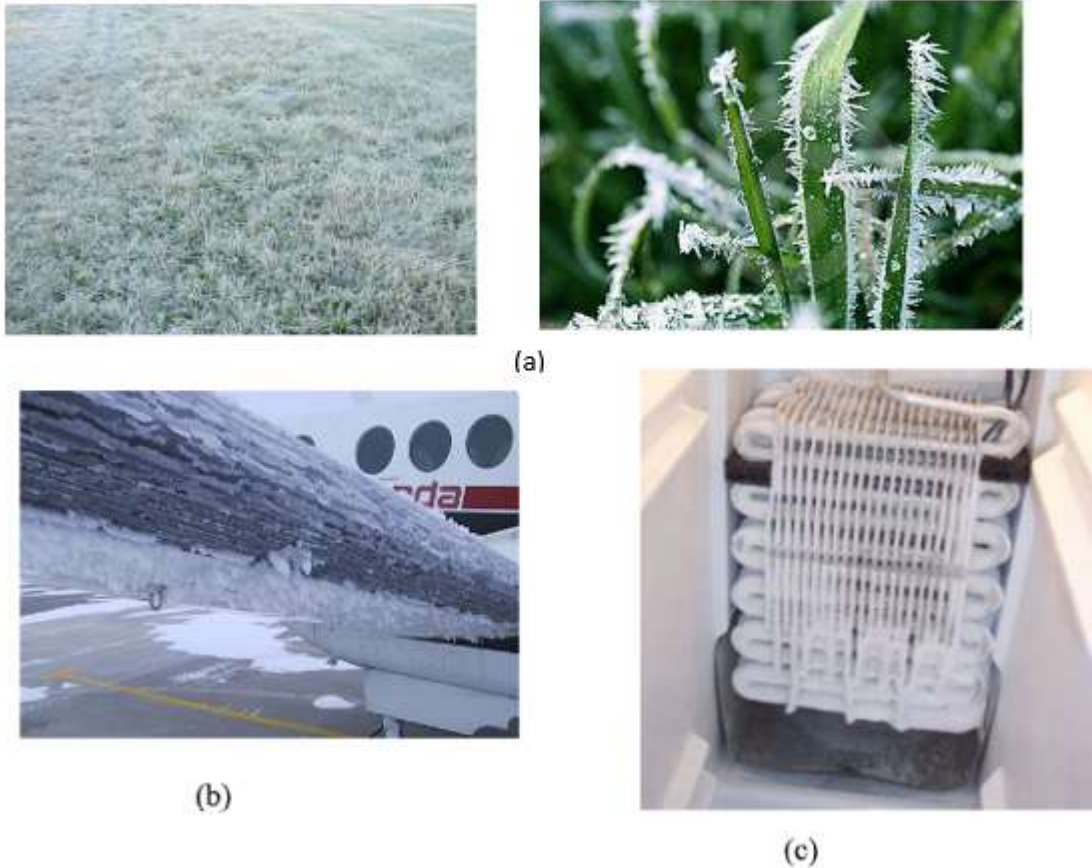


Fontes: (a) Depositphotos (2019); (b) Smallwood (2015); (c) Paiquerê/MK (2017).

A dessublimação do vapor d'água requer maior energia do que a condensação seguida do congelamento e, com isso, uma diferença maior entre T_s e T_{orv} , chamada de grau de super-resfriamento, ΔT_{sup} (Figura 11), para que esse processo ocorra (PIUCCO, 2008).

A formação de gelo ou de geada é observada tanto na natureza, como mostrado na Figura 8a, quanto em várias aplicações de engenharia, por exemplo na superfície de aeronaves, Figura 8b, e em evaporadores de sistemas de refrigeração, Figura 8c (HERMES, 2019).

Figura 8 – Exemplos de formação de gelo e/ou geada: (a) geada sobre a vegetação; (b) gelo sobre as asas de uma aeronave; (c) geada em um evaporador do sistema de refrigeração.



Fonte: Hermes (2019).

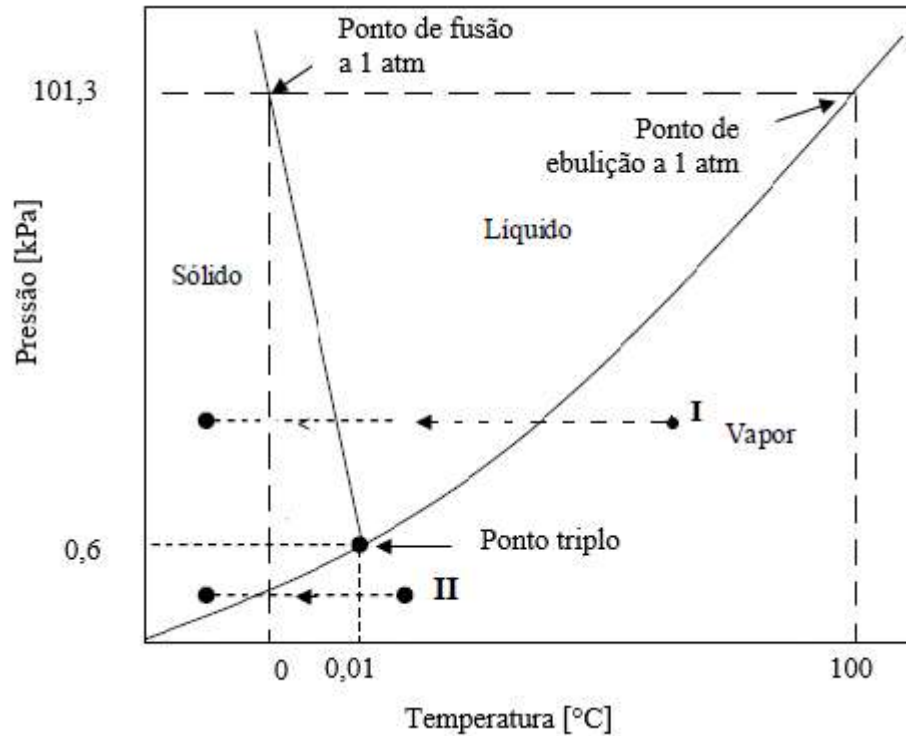
A formação de geada é um fenômeno físico inevitável e indesejável, pois está associada com a redução do desempenho de equipamentos, como em evaporadores, e condições de segurança, como aeronaves. No caso de evaporadores de sistemas de refrigeração, a formação de geada ocorre em razão da infiltração de ar úmido para o interior do gabinete refrigerado, em razão da abertura das portas ou mesmo por vazamentos na borracha de vedação das portas (HERMES, 2019).

Dependendo de sua espessura, a camada de geada atua como um isolante térmico e aumenta a queda de pressão do escoamento do ar, reduzindo assim a capacidade de refrigeração do evaporador.

Na Figura 9 apresenta-se, esquematicamente, o diagrama de fases da água. No processo I, o vapor, resfriado a pressão constante acima do ponto de triplo, irá

inicialmente se condensar e posteriormente se solidificar, resultando em água no estado sólido, definido como gelo. No processo II, ocorre a dessublimação do vapor de água, formando-se um meio poroso chamado geada.

Figura 9 - Diagrama de fases da água.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

O gelo, formado no final do processo I, apresenta uma estrutura aproximadamente maciça e a geada apresenta uma estrutura porosa, formada por cristais de gelo irregulares e pequenas bolsas de ar. A massa específica, ρ , e a condutividade térmica, k , da geada são menores do que a do gelo, Tabela 1, e são essas características que causam a redução do desempenho dos evaporadores (SILVA, 2012).

Tabela 1 – Condutividade térmica e massa específica do gelo e da geada.

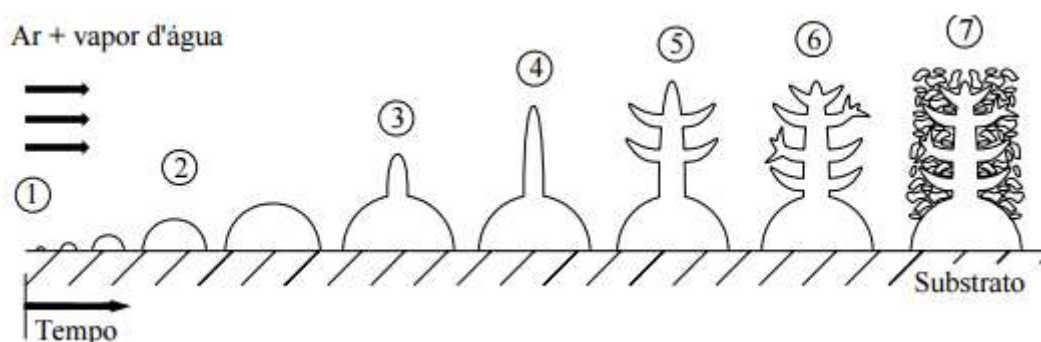
Propriedade	Gelo	Geada
k [W/mk]	2,1	0,2
ρ [kg/m ³]	917	211

Fonte: Silva (2012).

Com base nos experimentos de Tao, Besant e Mao (1993), Piucco (2008)

dividiu a formação de uma camada de geada em três estágios, mostrados esquematicamente na Figura 10, especificados como: nucleação, crescimento e adensamento. Esses estágios serão brevemente analisados a seguir.

Figura 10 - Processo de formação de uma camada de geada sobre uma superfície plana.



Fonte: Tao, Besant e Mao (1993).

2.1 Nucleação

A nucleação é a primeira etapa da formação de geada em superfícies de baixa temperatura expostas ao fluxo de ar úmido, sendo classificada em homogênea ou heterogênea (FLETCHER, 1970). Na nucleação homogênea a mudança de fase ocorre sem interação com quaisquer superfícies sólidas, ou seja, no caso da condensação do vapor d'água do ar a nucleação de gotas ocorre completamente no interior do vapor sub-resfriado (metaestável). Por exemplo, quando a temperatura do ar úmido é reduzida a um valor inferior à temperatura do ponto de orvalho, mas acima de 0°C e sem nenhuma interação com superfícies sólidas, ocorrerá a condensação do vapor e a formação de névoa que se observa em dias frios.

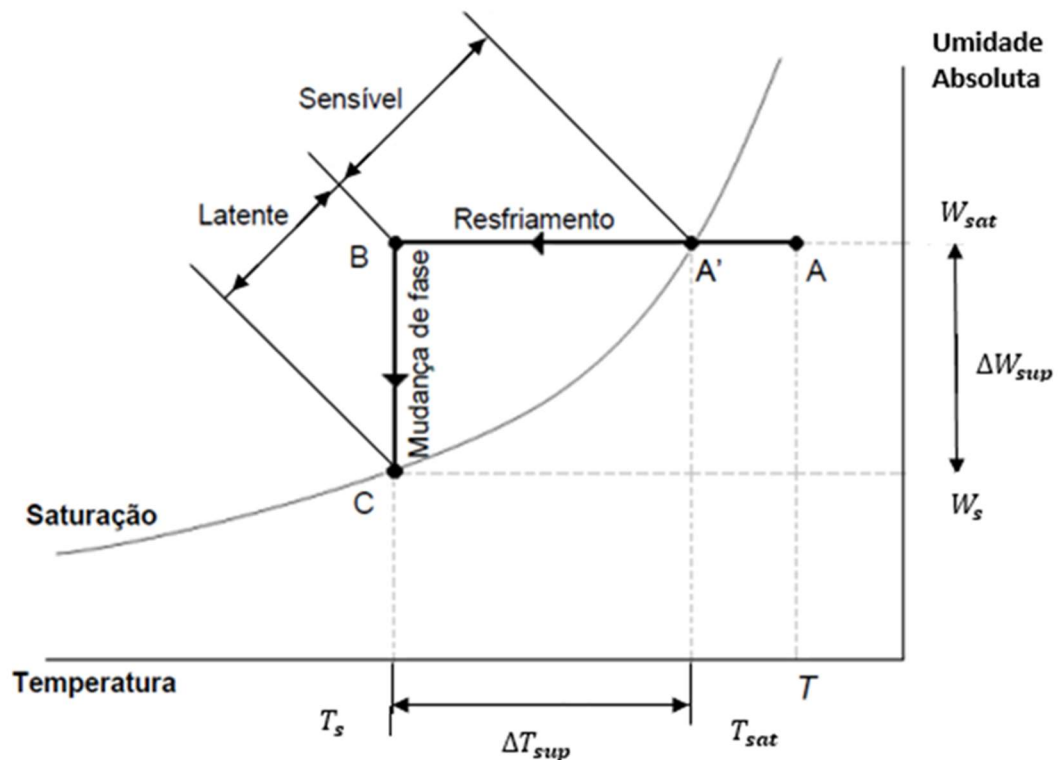
A nucleação heterogênea, por sua vez, ocorre na interface entre uma fase metaestável e outra, usualmente a sólida. Dessa forma, no caso da condensação do vapor d'água do ar, a nucleação heterogênea requer a interação das moléculas do vapor com uma superfície sólida, como mostrado na Figura 10.

Piucco (2008) mostrou que a nucleação é o resultado de uma série de processos psicrométricos, esquematizados na Figura 11. Inicialmente é necessário que o vapor d'água do ar seja resfriado até a temperatura do ponto de orvalho, estado A', antes do início da mudança de fase. Em razão de tensões superficiais que

atuam sobre o embrião a nucleação exige uma taxa adicional de energia (processo A'-B) para romper o equilíbrio e iniciar o processo de mudança de fase. Finalmente, com o equilíbrio rompido, o processo de mudança de fase ocorrerá (processo B-C). Dessa forma, a energia livre total necessária para iniciar uma nucleação é a soma de uma parcela sensível, processo A-A'-B, e uma parcela latente B-C (PIUCCO, 2008).

A etapa (1), mostrada na Figura 10, representa a nucleação heterogênea de um embrião, que se inicia quando o grau de super-resfriamento, ΔT_{sup} , necessário é atingido.

Figura 11 - Representação esquemática do processo de nucleação em uma carta psicrométrica.



Fonte: Piucco (2008)

2.2 Crescimento

Após a nucleação, o embrião inicia seu crescimento com a adesão de novas moléculas (FLETCHER, 1970). Essa e a etapa (2) mostrada na Figura (10). Ao longo dessa etapa, a temperatura da superfície do embrião aumenta e fica acima da

temperatura da superfície sólida, em razão do isolamento térmico criado pelo próprio embrião e da energia térmica local gerada para manter seu crescimento.

Ao crescer, o embrião aumenta sua área superficial e seu volume, ocasionando a necessidade de energia térmica adicional para que o crescimento se mantenha. No instante de tempo em que essa energia necessária supera a energia de nucleação, o embrião para de crescer e um embrião “secundário”, surge em sua superfície, etapa (3) mostrada na Figura 10.

Esse embrião “secundário”, por sua vez, irá crescer também, etapa (4), sua área superficial e seu volume irão aumentar, até o instante em que a energia para sustentar seu crescimento supere também a energia necessária para novas nucleações. A partir dessa etapa, novas nucleações ocorrerão, etapas (5) e (6), e novos embriões serão desenvolvidos de forma cíclica a partir do embrião anterior. A forma como esses embriões crescem e se aglutinam depende dos fenômenos de transferência de calor e massa, que ocorrem entre o escoamento do fluido e a superfície com baixa temperatura (PIUCCO, 2008).

2.3 Adensamento

O processo de criação e crescimento de novos embriões é interrompido no instante de tempo em que a energia total disponível na superfície da geadas for insuficiente para possibilitar novas nucleações. A partir desse momento a camada de geadas comporta-se como um meio poroso, etapa (7), no interior da qual ocorre a transferência de massa de vapor d'água por difusão.

Na medida em que a difusão do vapor ocorre para o interior do meio poroso, a camada de geadas aumenta de espessura e de densidade, por isso essa etapa é conhecida como etapa de adensamento. No caso de evaporadores de tubo aletado o adensamento ocorre nas superfícies externas dos tubos e aletas, aumentando a resistência à transferência de calor, reduzindo a área de passagem do escoamento do ar úmido e prejudicando o desempenho do trocador de calor.

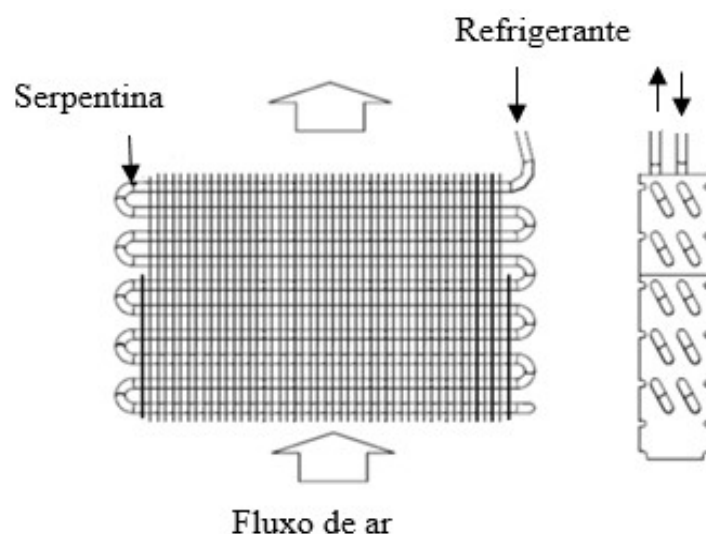
3 MODELO MATEMÁTICO

Neste item apresenta-se o modelo proposto: as hipóteses adotadas, as equações do escoamento do lado do fluido refrigerante no interior dos tubos, da transferência de calor ao longo da parede dos tubos e aletas e as equações da transferência de calor e massa do modelo da formação e adensamento da geada ao longo do evaporador. As condições iniciais e de contorno também são apresentadas. O modelo matemático é dividido em duas partes: modelo do evaporador e o modelo da formação de geada.

3.1 Modelo do Evaporador

No presente trabalho utiliza-se o modelo do evaporador de tubo-aletado desenvolvido por Pimenta (2015), no qual se analisa o escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos e a transferência de calor com o ar externo, sem formação de geada, nos regimes permanente e transiente. A equação da conservação de energia para a parede do tubo e aletas do modelo de Pimenta (2015) é modificada neste trabalho para o estudo da influência da formação de geada sobre o desempenho do evaporador. Na Figura 12 apresenta-se o esquema do evaporador de tubo-aletado a ser analisado neste trabalho

Figura 12 - Esquema de um evaporador de tubo-aletado usado em refrigeradores *frost-free*.



Fonte: Adaptado de Hermes (2006).

Observa-se na Figura 12 que esse evaporador, comumente usado em refrigeradores do tipo *frost-free*, apresenta quatro fileiras de tubos, com cinco tubos em cada fileira, e o escoamento do ar ocorre na direção ascendente ao longo da altura do evaporador.

O escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos, em razão da mudança de fase, é dividido em duas regiões: uma de escoamento bifásico líquido-vapor e outra de escoamento monofásico de vapor superaquecido. Além disso, o escoamento é turbulento, com números de Reynolds da ordem de 10^4 . Considera-se a queda de pressão do escoamento e a aceleração do fluido refrigerante no interior dos tubos.

As hipóteses consideradas no modelo do evaporador são:

- (i) o escoamento e a transferência de calor do refrigerante são considerados unidimensionais;
- (ii) o fluido refrigerante é considerado como Newtoniano e livre de óleo;
- (iii) são desconsiderados: a condução de calor na parede dos tubos na direção axial do escoamento do refrigerante, a dissipação viscosa de energia, a variação de energia potencial e a pulsação do escoamento do refrigerante, característica de refrigeradores que operam com compressores de deslocamento positivo;
- (iv) as propriedades termofísicas do material da parede do tubos e das aletas são consideradas constantes;
- (v) o escoamento bifásico ao longo do tubo é considerado homogêneo, ou seja, o escoamento é tratado como pseudo escoamento monofásico, cujas propriedades termofísicas são obtidas considerando o título da mistura líquido-vapor e as propriedades de cada fase individualmente. Conseqüentemente, ambas as fases têm as mesmas velocidades, pressões e temperaturas e os efeitos de tensão superficial são desconsiderados em qualquer seção transversal ao longo dos tubos.

O escoamento do fluido refrigerante ao longo dos tubos é descrito matematicamente pelas equações de conservação da massa, de quantidade de movimento e de conservação da energia escritas em suas respectivas formas unidimensionais e transientes. A equação da conservação da energia também é escrita na forma transiente para a parede dos tubos. Considerando as hipóteses apresentadas, essas equações são apresentadas a seguir.

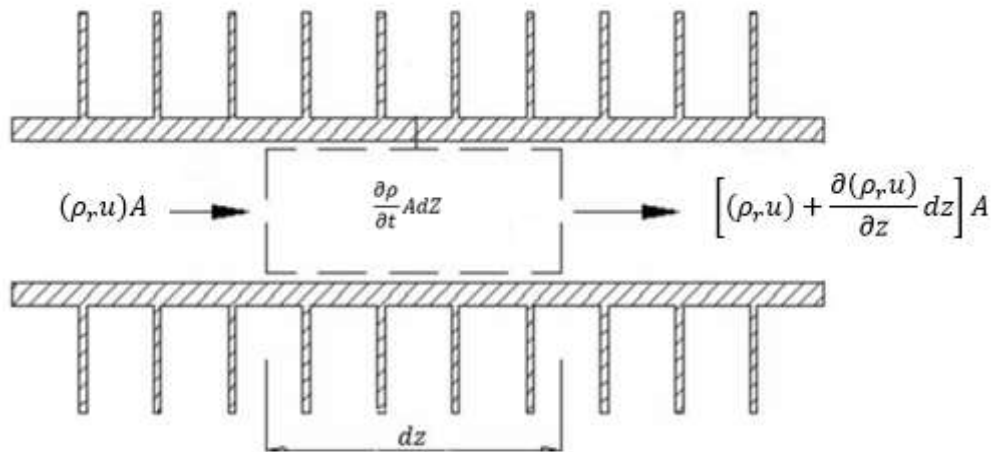
(a) EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA MASSA

Realizando o balanço de massa do refrigerante no volume de controle mostrado na Figura 13, obtém-se

$$\frac{\partial \rho_r}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_r u)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

na qual ρ_r é a massa específica do refrigerante, u é a velocidade média do refrigerante na seção transversal do tubo, z é a coordenada ao longo do tubo e t é o tempo.

Figura 13 - Balanço de massa em um volume de controle no interior do tubo do evaporador.



Fonte: Adaptado de Pimenta (2015).

O cálculo da massa específica do refrigerante, ρ_r , dever ser realizado de acordo com a fase em que o refrigerante se encontra no processo de evaporação. Na região de escoamento bifásico, ρ_r é calculado por

$$\rho_r = (1 - \alpha)\rho_l + \alpha\rho_v \quad (2)$$

na qual α é a fração de vazio, razão entre a área da seção transversal do tubo ocupada pelo vapor e a área da seção transversal total do tubo e os índices inferiores, l e v na Equação (2) indicam, respectivamente, as fases de líquido e vapor.

A Equação (2) também pode ser escrita como

$$\rho_r = \frac{\rho_l \rho_v}{x \rho_l + (1 - x) \rho_v} \quad (3)$$

na qual x é o título da mistura líquido-vapor.

A Equação (1) é utilizada para o cálculo da velocidade u ao longo dos tubos do evaporador, em cada instante de tempo.

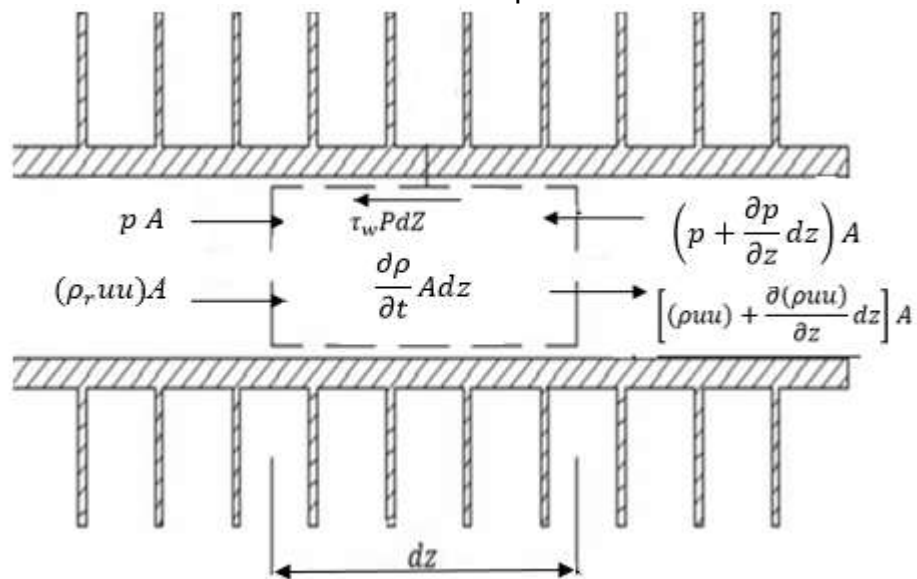
(b) EQUAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO

Realizando o balanço de quantidade de movimento no volume de controle mostrado na Figura 14, obtém-se

$$\frac{\partial(\rho_r u)}{\partial t} A dz - \frac{\partial[(\rho_r u)u]}{\partial z} A dz = -\frac{\partial p}{\partial z} A dz - P_i dz \tau_w \quad (4)$$

na qual p é a pressão do escoamento, $P_i = \pi d_i$ é o perímetro interno do tubo, d_i é o diâmetro interno do tubo, A é a área da seção transversal do tubo e τ_w é a tensão de cisalhamento na parede do tubo.

Figura 14 - Balanço de quantidade de movimento em um volume de controle no interior do tubo do evaporador.



Fonte: Adaptado de Pimenta (2015).

Dividindo ambos os lados da Equação (4) por Adz e fazendo $F_z = (\tau_w P_i / A)$, obtém-se

$$\frac{\partial(\rho_r u)}{\partial t} + \frac{\partial[(\rho_r u)u]}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - F_z \quad (5)$$

na qual F_z é a força por unidade de volume em razão do atrito entre o fluido refrigerante e a parede do tubo. Frequentemente esse termo é representado por $F_z = (dp/dz)_F$, pois representa a parcela da queda de pressão total do fluido ao longo do tubo que é causada pelo atrito entre o fluido e a parede do tubo (Apêndice A).

A Equação (5) é usada para o cálculo da distribuição de pressão do refrigerante ao longo dos tubos, em cada instante de tempo.

(c) EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA ENERGIA

Realizando o balanço de conservação de energia no volume de controle mostrado na Figura 15, obtém-se

$$\frac{\partial \rho_r e}{\partial t} Adz = -\frac{\partial[(\rho_r u)e]}{\partial z} Adz - \frac{\partial[(\rho_r u)(pv_r)]}{\partial z} Adz + q''_{wr} P_i dz \quad (6)$$

na qual e é a energia interna específica, v_r é o volume específico do refrigerante e q''_{wr} é o fluxo de calor por convecção entre a parede interna do tubo e o refrigerante. Substituindo a definição de entalpia específica do refrigerante $i_r = (e + pv_r)$, na Equação (6), obtém-se

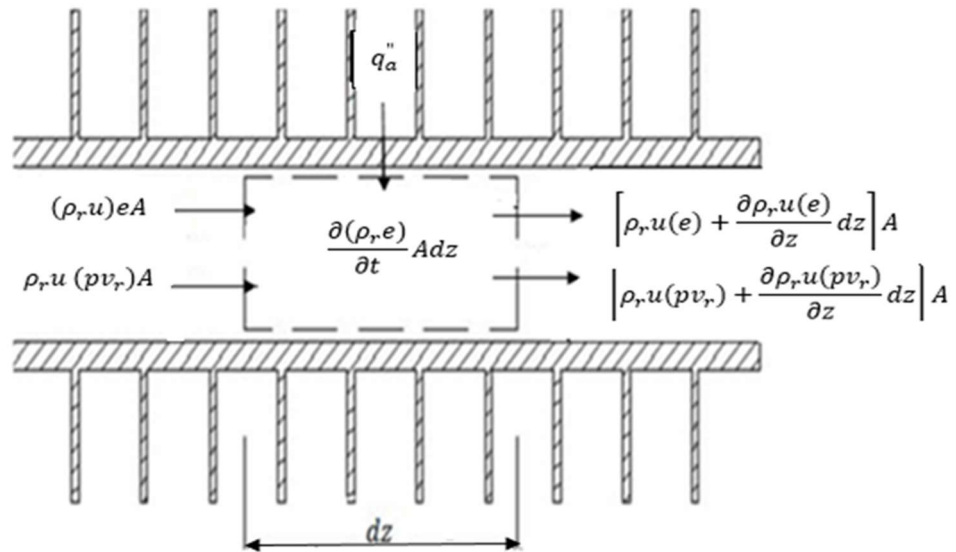
$$\frac{\partial(\rho_r i_r)}{\partial t} + \frac{\partial[(\rho_r u)i_r]}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{q''_{wr} P_i}{A} \quad (7)$$

O fluxo de calor q''_{wr} é calculado pela lei de Newton do resfriamento dada por

$$q''_{wr} = h_{wr}(T_w - T_r) \quad (8)$$

na qual h_{wr} é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o refrigerante e a parede interna do tubo do evaporador (Apêndice A), T_w é a temperatura da parede do tubo e T_r é a temperatura do refrigerante.

Figura 15 - Balanço da energia em um volume de controle no interior do tubo do evaporador.



Fonte: Adaptado de Pimenta (2015).

Substituindo a Equação (8) na Equação (7), obtém-se

$$\frac{\partial(\rho_r i_r)}{\partial t} + \frac{\partial[(\rho_r u) i_r]}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{h_{wr} P_i}{A} (T_w - T_r) \quad (9)$$

Dessa forma, utiliza-se a Equação (9) para determinar a entalpia específica do fluido refrigerante ao longo dos tubos. Na região bifásica a entalpia é usada para o cálculo do título da mistura líquido-vapor, isto é: $x = (i_r - i_l)/(i_v - i_l)$ e a temperatura do refrigerante é obtida usando-se o módulo REFPROP 8.0 a partir da pressão calculada pela Equação (5). Na região de vapor superaquecido a temperatura do refrigerante é obtida usando-se também o módulo REFPROP 8.0, a partir das propriedades p e i calculadas, respectivamente, pelas Equações (5) e (9).

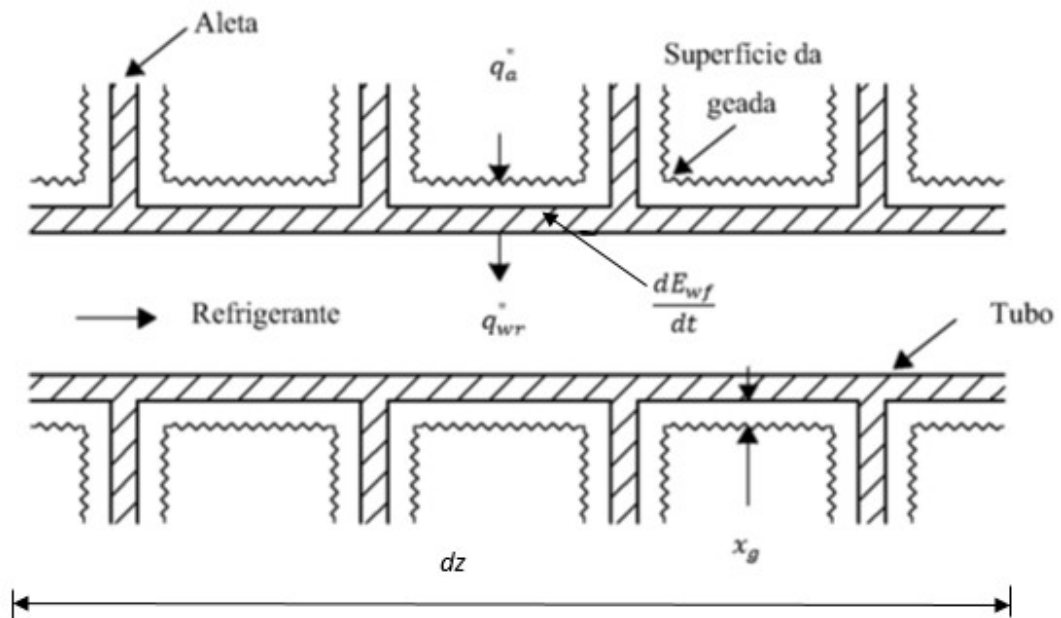
(d) EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA ENERGIA PARA A PAREDE DO TUBO E ALETAS

Realizando o balanço de conservação de energia no volume de controle ao longo da parede do tubo e aletas, mostrado na Figura 16, obtém-se

$$\frac{dE_{wf}}{dt} = q_a'' P_t dz - q_{wr}'' P_i dz \quad (10)$$

na qual o $P_t = P_r + P_f \eta_f$ é o perímetro total de transferência de calor, P_r é o perímetro externo do tubo não coberto pelas aletas, P_f é a área da superfície das aletas por unidade de comprimento (Apêndice B). e η_f é a eficiência da aleta (Apêndice C).

Figura 16 - Volume de controle para o balanço de energia na parede do tubo e aletas.



Fonte: Próprio autor.

O termo transiente da Equação (10) é dado por

$$\frac{dE_{wf}}{dt} = m_{wf} c_{wf} dz \frac{dT_w}{dt} \quad (11)$$

na qual m_{wf} é a massa do tubo e das aletas por unidade de comprimento e c_{wf} é o calor específico médio considerando o material dos tubos e das aletas (Apêndice A).

O fluxo de calor entre o ar e a superfície externa das paredes dos tubos aletados é dado por

$$q_a'' = U_{aw}(T_a - T_w) + h_m(W_a - W_{a,w})i_{sv} \quad (12)$$

na qual T_a é a temperatura do ar, W_a e $W_{a,w}$ são, respectivamente, a umidade absoluta do ar e a umidade absoluta do ar saturado na temperatura da superfície da parede do tubo, i_{sv} é o calor latente de dessublimação da água na temperatura da superfície da camada de geada, U_{aw} é o coeficiente global de transferência de calor entre o ar e a parede do tubo e h_m é o coeficiente convectivo de transferência de massa determinando por meio da analogia entre transferência de calor e massa. U_{aw} e h_m são respectivamente, dados por,

$$U_{aw} = \left(\frac{1}{h_a} + \frac{x_g}{k_g} \right)^{-1} \quad (13)$$

$$h_m = \frac{h_a}{Le^{*2/3} c_{p,a}} \quad (14)$$

nas quais, h_a , é o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do ar, x_g , é a espessura da camada de geada, k_g , é a condutividade térmica da geada, $c_{p,a}$ é o calor específico a pressão constante do ar seco e Le^* é o número de Lewis efetivo dado por,

$$Le^* = \frac{\alpha_a \tau_g}{D_{ab} \varepsilon_g} \quad (15)$$

na qual $\alpha_a = k_a / \rho_a c_{p,a}$ é a difusividade térmica do ar, D_{ab} é a difusividade molecular do vapor d'água no ar, ε_g é a porosidade da geada e τ_g é a tortuosidade da geada. Os parâmetros adimensionais ε_g e τ_g representam características estruturais do meio poroso e influenciam a difusividade molecular do vapor d'água do ar retido no interior da camada de geada. Segundo Silva (2012), o número de Lewis efetivo é adotado para considerar a influência do meio poroso sobre o processo de transferência de massa, assumindo que a energia térmica é difundida principalmente pelo sólido, enquanto a massa é difundida através dos poros.

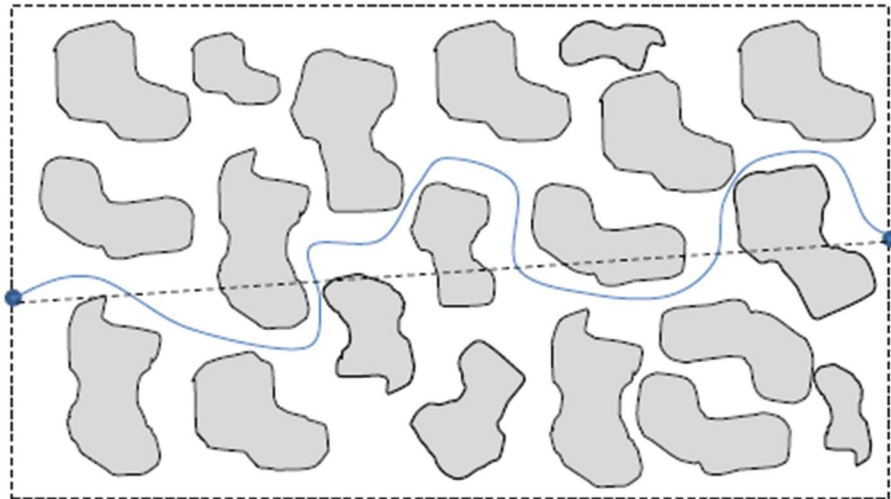
A porosidade, ε_g , segundo Na e Webb (2004) citado por Silva (2012), é calculada por

$$\varepsilon_g = \frac{\rho_g - \rho_{gelo}}{\rho_{v,sat} - \rho_{gelo}} \quad (16)$$

na qual ρ_g é a massa específica da geada, ρ_{gelo} é a massa específica do gelo (sólido) e $\rho_{v,sat}$ é a massa específica do vapor d'água saturado na temperatura da superfície da geada.

A tortuosidade, τ_g , segundo Silva (2012), é definida como a razão entre a distância real percorrida por uma molécula de vapor d'água ao se difundir na camada de geada e o comprimento da camada de geada mostrada na Figura 18.

Figura 17 - Esquema mostrando a difusão da molécula de vapor d'água na camada de geada.



Fonte: Silva (2012).

Segundo Na e Webb (2004) citado por Silva (2012), a tortuosidade é calculada por

$$\tau = \frac{\varepsilon_g}{1 - \sqrt{1 - \varepsilon_g}} \quad (17)$$

Substituindo as Equações (8), (11) e (12) na Equação (10), tem-se

$$m_{wf} c_{wf} \frac{dT_w}{dt} = [U_{aw}(T_a - T_w) + h_m(W_a - W_{a,w})i_{sv}]P_t - h_{wr}(T_w - T_r)P_i \quad (18)$$

A Equação (18) é usada para o cálculo da temperatura da parede do tubo em cada instante de tempo.

Com isso, o modelo do evaporador constitui-se do sistema formado pelas Equações (1), (5), (7) e (18) que devem ser resolvidas, respectivamente, para calcular as quatro incógnitas: u , p , i_r , T_w . Para isso, as propriedades termofísicas do fluido refrigerante, do ar e da água devem ser determinadas e equações constitutivas são requeridas para o cálculo dos fatores de atrito, dos coeficientes de transferência de calor para o refrigerante e para o ar (Apêndice A). Além disso, é necessário determinar a eficiência das aletas (Apêndice C).

Neste trabalho, as propriedades termofísicas do fluido refrigerante do ar e da água são calculadas usando a biblioteca de propriedades termodinâmicas REFPROP 8.0 (LEMMON; HUBER; MCLINDEN, 2007).

3.2 Modelo da Formação de Geada

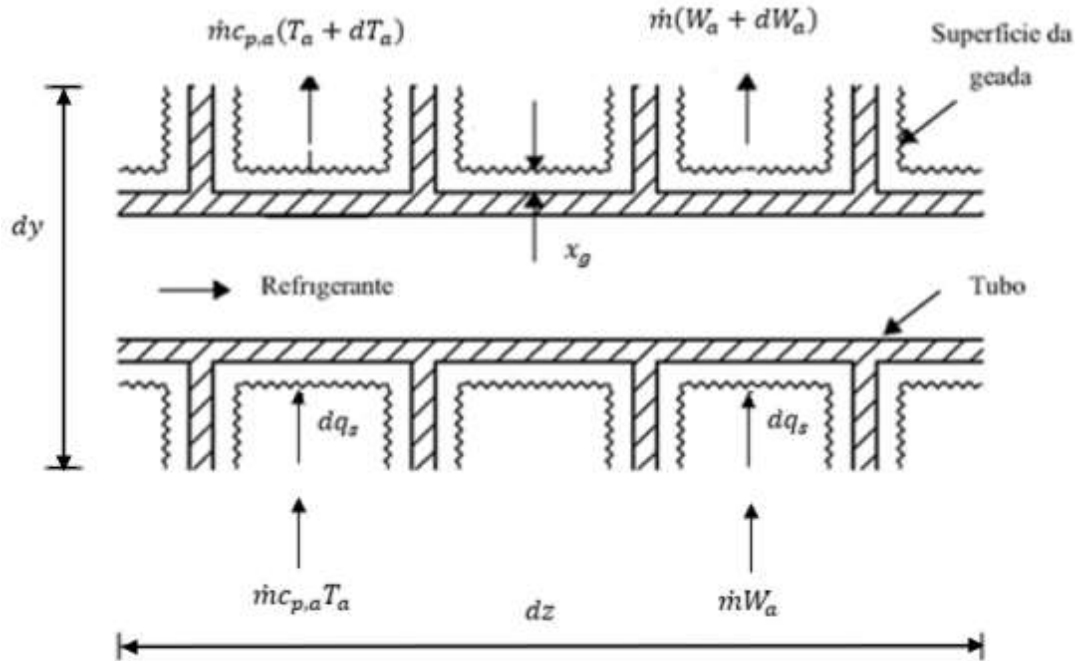
Para analisar a formação de geada utiliza-se neste trabalho o modelo desenvolvido por Hermes *et al.* (2009), no qual a camada de geada é considerada como um meio poroso, cuja temperatura e umidade absoluta superficiais são calculadas por meio da solução das equações da difusão de calor e da difusão de massa. Para isso, as seguintes hipóteses são adotadas:

- (i) os processos de difusão de calor e massa na camada de geada são considerados quase-estáticos e unidimensionais;
- (ii) a espessura da camada de geada é uniforme ao longo da superfície dos tubos e aletas;
- (iii) a massa específica e as demais propriedades termofísicas da geada, em qualquer instante de tempo, são uniformes ao longo de toda a camada;
- (iv) a pressão é uniforme no interior da camada de geada;
- (v) a analogia de Chilton-Colburn para a transferência de calor e massa é aplicável.

Considerando essas hipóteses realizam-se balanços de energia e de massa de vapor d'água no ar para o cálculo, respectivamente, da temperatura do ar, T_a , e umidade absoluta do ar, W_a . Uma vez que essas variáveis dependem, respectivamente, da temperatura da superfície da geada e da umidade absoluta do ar na superfície da geada, duas outras equações são necessárias para o cálculo dessas variáveis.

Realizando balanços de energia térmica sensível do ar e de massa de vapor d'água no volume de controle mostrado na Figura 18, obtém-se, respectivamente

Figura 18 - Volume de controle para o balanço de energia e massa de vapor d'água no ar.



Fonte: Próprio autor.

$$-\dot{m}_a c_{pa} dT_a + dq_s = 0 \quad (19)$$

$$-\dot{m}_a dW_a + d\dot{m}_v = 0 \quad (20)$$

nas quais \dot{m}_a é a vazão em massa de ar, c_{pa} é o calor específico a pressão constante do ar seco, T_a é a temperatura do ar, W_a é a umidade absoluta do ar, dq_s e $d\dot{m}_v$ são, respectivamente, as taxas de transferência de calor sensível e de massa de vapor entre o ar e a superfície da geada, dados por

$$dq_s = h_a dA_t (T_a - T_{sg}) \quad (21)$$

$$d\dot{m}_v = h_m dA_t (W_a - W_{a,sg}) \quad (22)$$

nas quais h_a é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar e a

superfície da geada, h_m é o coeficiente de transferência de massa por convecção, T_{sg} é a temperatura da superfície da geada, $W_{a,sg}$ é a umidade absoluta do ar na temperatura T_{sg} , $dA_t = P_t dz$ é a área de contato entre o ar e a superfície da geada no volume de controle.

Substituindo as Equações (21) e (22), respectivamente, nas Equações (19) e (20) e dividindo ambas as equações por dA_t , obtém-se

$$\frac{dT_a}{dA_t} = \frac{h_a}{\dot{m}_a c_{p,a}} (T_{sg} - T_a) \quad (23)$$

$$\frac{dW_a}{dA_t} = \frac{h_m}{\dot{m}_a} (W_{a,sg} - W_a) \quad (24)$$

Considerando as hipóteses apresentadas, as Equações (23) e (24) são resolvidas analiticamente para obter as condições na saída do volume de controle. Dessa forma, a temperatura do ar, $T_{a,j+1}$, e a umidade absoluta do ar $W_{a,j+1}$, na saída do volume de controle são expressas, respectivamente, por

$$T_{a,i+1} = T_{sg} - (T_{sg} - T_{a,i}) \exp\left(-\frac{h_a A_t}{\dot{m}_a c_{p,a}}\right) \quad (25)$$

$$W_{a,i+1} = W_{a,sg} - (W_{a,sg} - W_{a,i}) \exp\left(-\frac{h_m A_t}{\dot{m}_a}\right) \quad (26)$$

na quais A_t é a área total de contato entre o ar e a superfície da geada

Como as Equações (25) e (26) dependem da temperatura da superfície da geada, T_{sg} , e da umidade absoluta do ar na superfície da geada, $W_{a,sg}$, torna-se necessária a determinação dessas variáveis.

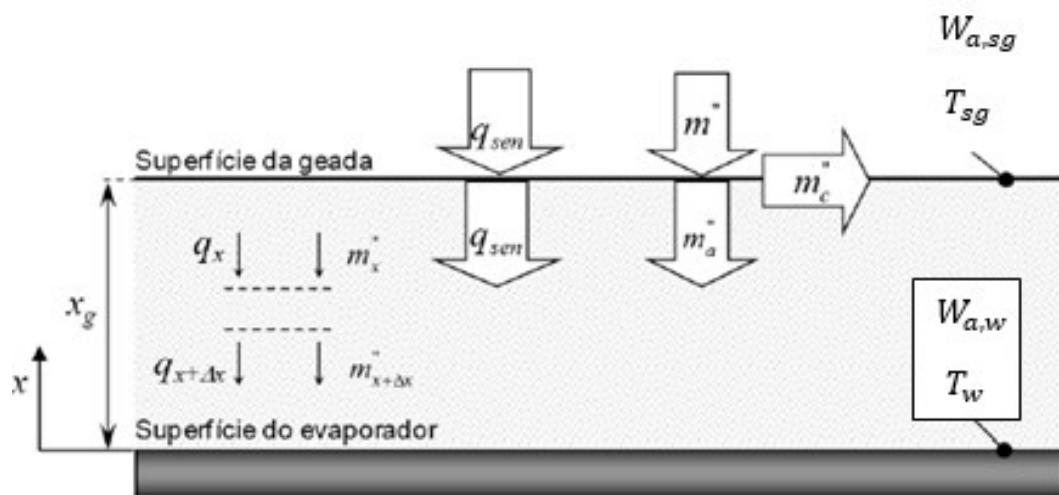
Para isso, será considerado o modelo proposto por Hermes *et al.* (2009), no qual o fluxo de massa de vapor de água transferido do ar para a camada de geada, \dot{m}'' (Figura 19), é dividido em duas parcelas: uma responsável pelo crescimento, \dot{m}_c'' , e outra responsável pelo adensamento da camada de geada, \dot{m}_a'' .

Realizando, o balanço de massa de vapor d'água no volume de controle mostrado na Figura 19 de acordo com Lee *et al.* (1997) obtém-se

$$\frac{dm''}{dx} = -\lambda\rho_a W_a \quad (27)$$

na qual x é a coordenada ao longo da camada de geadas, λ é o coeficiente de dessublimação de vapor d'água e ρ_a é a massa específica do ar. O termo do lado direito da Equação (37) representa a taxa volumétrica de dessublimação de vapor de água do ar.

Figura 19 - Fluxos de calor e massa na camada de geadas.



Fonte: Silva (2012).

A difusão do vapor d'água na camada da geadas, considerando a porosidade, ε_g , e a tortuosidade da geadas, τ_g , é dada pela lei de Fick na forma diferencial (PIUCCO,2008).

$$m'' = -\rho_a \frac{D_{ab}\varepsilon_g}{\tau_g} \frac{dW_a}{dx} \quad (28)$$

Substituindo a equação na Equação (28) na Equação (27) obtém-se a equação diferencial, sujeita às condições de contorno, respectivamente, dadas por

$$\frac{d^2 W_a}{dx^2} = \frac{\lambda \tau_g}{D_{ab} \varepsilon_g} W_a \quad (29)$$

$$x = 0: \frac{dW_a}{dx} = 0 \quad (30)$$

$$x = 0: W_a = W_{a,w} \quad (31)$$

na qual $W_{a,w}$ é a umidade absoluta do ar saturado na temperatura da parede do tubo (T_w).

Segundo Silva (2012), a Equação (29), mostra que a variação do fluxo de massa no interior do volume de controle corresponde à taxa de dessublimação de vapor d'água que ocorre durante o processo de formação de geada. De acordo com as condições de contorno, Equações (30) e (31), considera-se que na base da camada de geada ($x = 0$) não ocorre transferência de massa e que, nessa mesma posição, o ar encontra-se saturado na temperatura da parede do tubo do evaporador.

Resolvendo analiticamente a Equação (29), sujeita as condições de contorno, Equações (30) e (31), obtém-se a distribuição de umidade absoluta do ar ao longo da camada de geada (HERMES *et al.*, 2009), dada por

$$W_a(x) = W_{a,w} \cosh\left(\sqrt{\frac{\lambda \tau_g}{\varepsilon_g D_{ab}}} x\right) \quad (32)$$

Realizando o balanço de energia no volume de controle mostrado na Figura 19, obtém-se

$$\frac{dq''}{dx} + \frac{dm''}{dx} i_{sv} = 0 \quad (33)$$

na qual i_{sv} é o calor latente de dessublimação do vapor d'água e q'' é o fluxo de calor por condução na geada dado, pelo lei de Fourier como

$$q'' = -k_g \frac{dT_g}{dx} \quad (34)$$

na qual k_g é a condutividade térmica da geada e T_g é a temperatura da geada.

O segundo termo da Equação (33) representa a taxa volumétrica de calor gerado em razão da dessublimação do vapor d'água. Substituindo as Equações (27) e (34) na Equação (33) obtém-se a equação para o cálculo da temperatura no interior da camada de geada, dada por

$$k_g \frac{d^2 T_g}{dx^2} = -\lambda \rho_a W_{a,w} i_{sv} \cosh\left(\frac{\sqrt{\lambda \tau_g}}{\varepsilon_g D_{ab}} x\right) \quad (35)$$

sujeita às condições de contorno

$$x = 0: T = T_w \quad x = x_g: k_g \frac{dT}{dx} = q_{sen}'' + m_c'' i_{sv} \quad (36)$$

na qual m_c'' é o fluxo de massa de vapor de água responsável pelo crescimento da camada de geada.

De acordo com as condições contorno, Equações (36) considera-se que a base da camada de geada ($x = 0$) encontra-se na mesma temperatura da parede do tubo do evaporador e que o fluxo de calor na superfície da camada de geada ($x = x_g$) é equivalente à soma das taxas de calor sensível e latente removidas da corrente de ar.

Na Equação (35) a condutividade térmica da geada, k_g , e a difusividade do vapor no ar, D_{ab} , de acordo com Lee *et al.*(1997), são calculadas, respectivamente, por

$$k_g = 0,132 + 3,13 \cdot 10^{-4} \rho_g + 1,6 \cdot 10^{-7} \rho_g \quad (37)$$

$$D_{ab} = (0,1326 T_a - 14,042) \cdot 10^{-6} \quad (38)$$

A Equação (37) é válida na faixa de $50 < \rho_g < 400 \text{ kg/m}^3$ e a Equação (38) é válida na faixa de $228 < T_a < 288 \text{ K}$.

Knabben (2010) correlacionou experimentalmente a massa específica da geada, ρ_g , com a temperatura da parede do tubo, T_w , com a temperatura de orvalho do ar, T_{orv} , correspondente à umidade W_a e à temperatura do ar, T_a , obtendo

$$\rho_g = 492,95 \exp [0,053 (T_w - T_{orv})] \quad (39)$$

Resolvendo analiticamente a Equação (35), sujeita as condições de contorno dadas pelas Equações (36), obtém-se a distribuição de temperatura no interior da camada de geada, dada por

$$T_g(x) = T_w + \frac{q_{tot}'' x}{k_g} + \frac{\rho_a D_{ab} i_{sv} \varepsilon_g W_{a,w}}{k_g \tau_g} \left[1 - \cosh \left(\frac{\sqrt{\lambda \tau_g}}{\varepsilon_g D_{ab}} x \right) \right] \quad (40)$$

na qual $q_{tot}'' = q_{sen}'' + m_c'' i_{sv}$ é o fluxo de calor total no volume de controle. Fazendo $x = x_g$ nas Equações (32) e (40), obtém-se, respectivamente, a umidade absoluta e a temperatura na superfície da camada de geada (HERMES *et al.*, (2009), dadas por

$$W_{a,sg} = W_{a,w} \cosh \left(\sqrt{\frac{\lambda \tau_g}{\varepsilon_g D_{ab}}} x_g \right) \quad (41)$$

$$T_{sg} = T_w + \frac{q_{tot}'' x_g}{k_g} + \frac{i_{sv} \rho_a D_{ab} \varepsilon_g W_{a,w}}{k_g \tau_g} \left[1 - \cosh \left(\sqrt{\frac{\tau_g \lambda}{\varepsilon_g D_{ab}}} x_g \right) \right] \quad (42)$$

As taxas de transferência de calor sensível, latente e total em cada volume de controle são calculadas, respectivamente, como

$$q_{sen} = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,i+1} - T_{a,i}) + \sigma_r \varepsilon_r (T_\infty^4 - T_s^4) \quad (43)$$

$$q_{lat} = \dot{m}_a (W_{a,i+1} - W_{a,i}) i_{sv} \quad (44)$$

$$q_{tot} = q_{sen} + q_{lat} \quad (45)$$

Como a temperatura da superfície da geada, T_{sg} , é função da taxa de transferência de calor total e da espessura da camada de geada, x_g , torna-se necessário um segundo procedimento iterativo, uma vez que essas variáveis também são dependentes entre si.

Dessa forma, realizando um balanço de massa na superfície da camada de geada (Figura 19), obtém-se

$$m'' = m_c'' + m_a'' = \frac{d}{dt}(\rho_g x_g) = \rho_g \frac{dx_g}{dt} + x_g \frac{d\rho_g}{dt} = h_m(W_{a,i} - W_{a,sg}) \quad (46)$$

na qual m'' é o fluxo de massa de vapor d'água transferido do ar para a camada de geada e m_c'' e m_a'' são os fluxos de massa de vapor d'água responsáveis, respectivamente, pelo crescimento e adensamento da camada de geada.

Derivando a Equação (39) em relação ao tempo, usando a condição de contorno em $x = x_g$, Equação (36), e substituindo na Equação (46), obtém-se

$$\frac{0,053x_g i_{sv}}{k_g} m_c'' + \left(1 + \frac{0,053x_g q_{sen}''}{k_g}\right) m_c'' - h_m(W_{a,i} - W_{a,sg}) = 0 \quad (47)$$

A raiz positiva da Equação (47) é o fluxo de crescimento da geada, m_c'' , conhecendo, m_c'' e ρ_g determina-se a espessura da camada de geada pela equação

$$\frac{dx_g}{dt} = \frac{m_c''}{\rho_g} \quad (48)$$

A massa de geada é obtida a partir do fluxo total, m'' , em relação a área e o tempo.

$$m = \iint m'' dA dt \quad (49)$$

A massa de geada acumulada após um certo tempo pode ser calculada a partir da seguinte equação,

$$m = m^0 + m'' A_s \Delta t \quad (50)$$

na qual m^o é a massa no instante anterior e Δt é o intervalo de tempo. A massa total concentrada no evaporador é dada pela somatória das massas, m , no volume de controle.

Com isso, o modelo da formação de geada constitui-se do sistema formado pelas Equações. (25), (26), (41), (42), (47) e (48) que devem ser resolvidas respectivamente para os cálculos das seis incógnitas: temperatura do ar, T_a , umidade absoluta do ar, W_a , umidade absoluta do ar na temperatura da superfície da camada de geada, $W_{a,sg}$, temperatura na superfície da camada de geada, T_{sg} , fluxo de massa de vapor d'água responsável pelo crescimento da camada de geada, m_c , e a espessura camada de geada, x_g .

3.3 Queda de Pressão do Lado do Ar

O evaporador é dividido em vários volumes de controle e a queda de pressão do ar através de cada volume de controle é calculada pela equação proposta por Kays e London (1984), dada por

$$\Delta P_{1-2} = \frac{G_{m\acute{a}x}^2}{2\rho_{a,i}} \left[f \frac{A_s}{A_{min}} \frac{\rho_{a,i}}{\rho_{a,m}} + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_{a,i}}{\rho_{a,m}} - 1 \right) \right] \quad (51)$$

na qual $G_{m\acute{a}x} = \dot{m}_a/A_{min}$ é o fluxo de massa máxima, A_{min} é a área mínima de escoamento do ar no volume de controle, $\rho_{a,i}$ é a massa específica do ar na entrada do volume de controle, $\rho_{a,m}$ é a massa específica média do ar no volume de controle, f é o fator de atrito, A_s é a área total da superfície do evaporador no volume de controle, $\sigma = A_{min}/A_{face}$ e A_{face} é a área da face do volume de controle.

A área mínima para um arranjo alinhado de tubos é a área do feixe de tubos menos a área bloqueada pelas aletas. As áreas A_{min} e A_{face} são, respectivamente, dados por

$$A_{min} = [(X_t - d_e)dz - (X_t - d_e)N_a] \frac{H}{X_t} \quad A_{face} = Hdz \quad (52)$$

na qual N_a e o número de aletas, H altura da aleta, X_t é passo transversal dos tubos,

d_e é o diâmetro externo do tubo e dz comprimento do volume de controle.

O fator de atrito é usado na Equação (51) é calculado pela correlação proposta por Barbosa *et al.* (2009), dada por

$$f = 5,965R_e^{-0,2948} \xi_{fin}^{-0,7671} \left(\frac{n_l}{2}\right)^{-0,4436} \quad (53)$$

na qual $\xi_{fin} = A_s/A_t$ é o fator de aletamento, A_s é a área total da superfície do volume de controle, A_t é a área externa dos tubos e n_l é o número de fileiras de tubos na direção longitudinal e R_e é o número de Reynolds, dado por

$$R_e = \frac{\rho_{am} V_{m\acute{a}x} d_e}{\mu_a} \quad (54)$$

na qual $V_{m\acute{a}x} = G_{m\acute{a}x}/\rho_{a,i}$ é a velocidade máxima do escoamento do ar e μ_a é a viscosidade dinâmica do ar.

Para cada instante de tempo subsequentes a área do volume de controle deve ser recalculada, uma vez que a espessura de geada aumenta e o espaçamento é entre aletas diminui. Dessa forma, o diâmetro externo dos tubos e a espessura das aletas são redefinidos por

$$d_{eq} = d_e + 2x_g \quad (55)$$

$$Y_{eq} = Y_f + 2x_g \quad (56)$$

nas quais d_{eq} é o diâmetro externo equivalente dos tubos e Y_{eq} é a espessura equivalente das aletas.

A área total da superfície do volume de controle, A_s , é dada por

$$A_s = A_t + A_{fin} \quad (57)$$

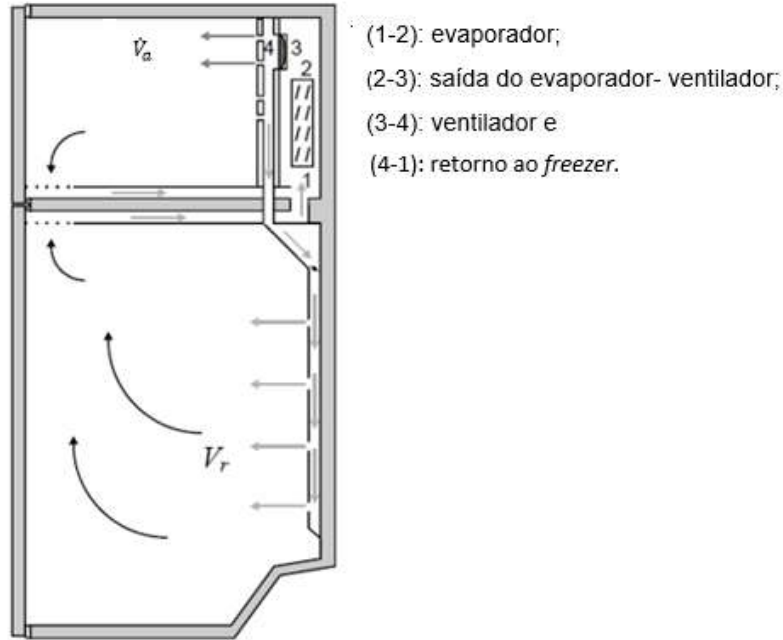
$$A_t = N_t \pi d_{eq} \Delta B - N_a Y_{eq} \eta_f \pi d_{eq} \quad (58)$$

$$A_{fin} = 2N_a W \Delta H - 0,25 N_t \pi d_{eq}^2 \quad (59)$$

nas quais ΔB e ΔH são, respectivamente, a largura e altura do volume de controle, N_t é o número de tubos na direção transversal do escoamento, N_a é o número de

aletas e W é a profundidade do evaporador.

Figura 20 - Circuito de ar no interior do refrigerador.



Fonte: Knabben (2010).

A equação que relaciona a queda de pressão no evaporador e a redução da vazão volumétrica de ar foi obtida por ajustes aos dados experimentais de Knabben (2010). Tal equação é dada por

$$\dot{V}_a = 49,62803 - 0,3059\Delta p_{tot} - 0,01908\Delta p_{tot}^2 \quad (60)$$

na qual \dot{V}_a é a vazão volumétrica de ar e Δp_{tot} é a queda de pressão total no interior do refrigerador mostrado na Figura 20, dada por

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{4-3} = \Delta p_{4-1} + \Delta p_{1-2} + \Delta p_{2-3} \quad (61)$$

na qual Δp_{4-1} é a queda de pressão do ar no retorno ao freezer, Δp_{1-2} é a queda de pressão do ar no evaporador e Δp_{2-3} é a queda de pressão do ar na saída do evaporador no sentido do freezer.

A queda de pressão nos trechos 2-3 e 4-1, é dada por

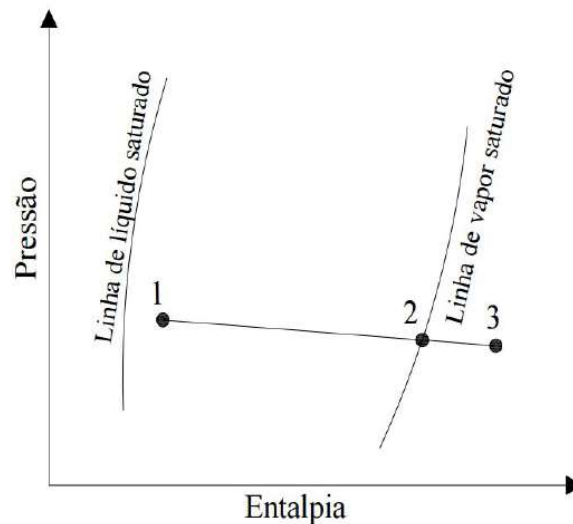
$$\Delta P_n = K_n \rho \dot{V}_m^2 \quad (62)$$

na qual os fatores de K_n foram obtidos por Knabben (2010) por meio de ajustes aos dados experimentais: $\Delta k_{4-1} = 239951$ e $\Delta k_{2-3} = 3095$.

3.4 Condições de Contorno para o Refrigerante e para o Ar

Para analisar o escoamento e a transferência de calor ao longo do evaporador é necessário resolver as equações governantes na região bifásica e na região de vapor superaquecido. Na Figura 21, a linha entre os pontos 1 e 3 representa esquematicamente uma situação comum do escoamento do fluido refrigerante ao longo do tubo do evaporador. Os trechos localizados entre os pontos 1-2 e 2-3 correspondem, respectivamente, à região bifásica e à região de vapor superaquecido.

Figura 21 - Processo de evaporação esquematizado em um diagrama pressão-entalpia.



Fonte: Pimenta (2015).

As condições de entrada do refrigerante e do ar, bem como os parâmetros geométricos do evaporador, devem ser conhecidas. As equações do escoamento do refrigerante ao longo do evaporador e da parede dos tubos e aletas são equações diferenciais parciais de primeira ordem (Item 3.5) e, portanto, para serem resolvidas necessitam de uma condição inicial e de apenas uma condição de contorno. Para a solução em regime transiente, as condições de contorno são: o fluxo de massa

prescrito, $G = \rho u$, e o estado termodinâmico do refrigerante na entrada do evaporador, ponto 1 mostrado na Figura 21. Conhecidas a temperatura e a pressão do refrigerante no ponto 1, determinam-se as demais propriedades termodinâmicas nesse ponto. Além disso, adota-se a hipótese de que, na entrada do evaporador a parede do tubo está na mesma temperatura do refrigerante. Dessa forma, as condições na entrada do tubo do evaporador são

$$\begin{aligned} z = z_1 = 0, \quad G = G_1, \quad x = x_1, \quad T_r = T_w = T_1 \\ \rho_r = \rho_r(T_1, x_1), \quad i_r = i_r(T_1, x_1) \end{aligned} \quad (63)$$

Para o ar, as condições de contorno adotadas são: a vazão em massa, temperatura e a umidade relativa conhecidas na entrada do evaporador. Os processos de difusão de calor e massa na camada de geada são considerados quase-estáticos. Dessa maneira, o único efeito transiente está no aumento da espessura da camada de geada, enquanto as parcelas de acúmulo de energia referentes aos processos de difusão de calor e massa no interior da camada de geada são desconsideradas. A equação usada para o cálculo da espessura da camada de geada, Equação (48), é diferencial de primeira ordem e, portanto, necessita apenas da condição inicial para ser resolvida. Adota-se então, em $t = 0$, $x_g = 10^{-3} \text{ mm}$, mesma espessura usada por O'Neal (1982), citado por Piucco (2008).

3.5 Resumo do Modelo Proposto

As equações apresentadas nos itens anteriores, tanto do modelo do evaporador como para modelo da formação de geada, são apresentadas novamente neste item com o intuito de resumir o modelo proposto.

3.5.1 Equações do modelo do evaporador

$$\frac{\partial \rho_r}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_r u)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho_r u)}{\partial t} + \frac{\partial[(\rho_r u)u]}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - F_z \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho_r i_r)}{\partial t} + \frac{\partial[(\rho_r u) i_r]}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{h_{wr} P_i}{A} (T_w - T_r) \quad (9)$$

$$m_{wf} c_{wf} \frac{dT_w}{dt} = [U_{aw}(T_a - T_w) + h_m(W_a - W_{a,w}) i_{sv}] P_t - h_{wr}(T_w - T_r) P_i \quad (18)$$

Dessa forma, a modelagem do escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos do evaporador é obtida pelas Equações (1), (5), (9) e (18), usadas, respectivamente, para o cálculo das variáveis, u, p, i_r e T_w . A massa específica é obtida pela pressão ou entalpia, utilizando-se o módulo REFPROP 8.0 (LEMMON; HUBER; MCLINDEN; 2007). Na região bifásica, determina-se o título em função da entalpia do refrigerante e a temperatura do refrigerante em função de sua pressão, também usando o REFPROP 8.0.

3.5.2 Equações do modelo da geada

$$T_{a,i+1} = T_{sg} - (T_{sg} - T_{a,i}) \exp\left(-\frac{h_a A_t}{\dot{m}_a c_{p,a}}\right) \quad (25)$$

$$W_{a,i+1} = W_{a,sg} - (W_{a,sg} - W_{a,i}) \exp\left(-\frac{h_m A_t}{\dot{m}_a}\right) \quad (26)$$

$$W_{a,sg} = W_w \cosh\left(\sqrt{\frac{\tau \lambda}{\varepsilon D_{ab}}} x_g\right) \quad (41)$$

$$T_{sg} = T_w + \frac{q_{tot}'' x_g}{k_g} + \frac{i_{sv} \rho_a D_{ab} \varepsilon_g W_{a,w}}{k_g \tau_g} \left[1 - \cosh\left(\sqrt{\frac{\tau \lambda}{\varepsilon D_{ab}}} x_g\right)\right] \quad (42)$$

$$\frac{0,053 x_g i_{sv}}{k_g} m_c'' + \left(1 + \frac{0,053 x_g q_{sen}''}{k_g}\right) m_c'' - h_m (W_{a,i} - W_{a,sg}) = 0 \quad (47)$$

$$\frac{dx_g}{dt} = \frac{m_c''}{\rho_g} \quad (48)$$

Com isso, o modelo da formação de geada constitui-se do sistema formado pelas Equações. (25), (26), (41), (42), (47) e (48) que devem ser resolvidas respectivamente para os cálculos das seis incógnitas: temperatura do ar, T_a , umidade absoluta do ar, W_a , umidade absoluta do ar na temperatura da superfície da camada de geada, $W_{a,sg}$, temperatura na superfície da camada de geada, T_{sg} , fluxo de massa de vapor d'água responsável pelo crescimento da camada de geada, m_c'' , e a espessura camada de geada, x_g .

4 METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

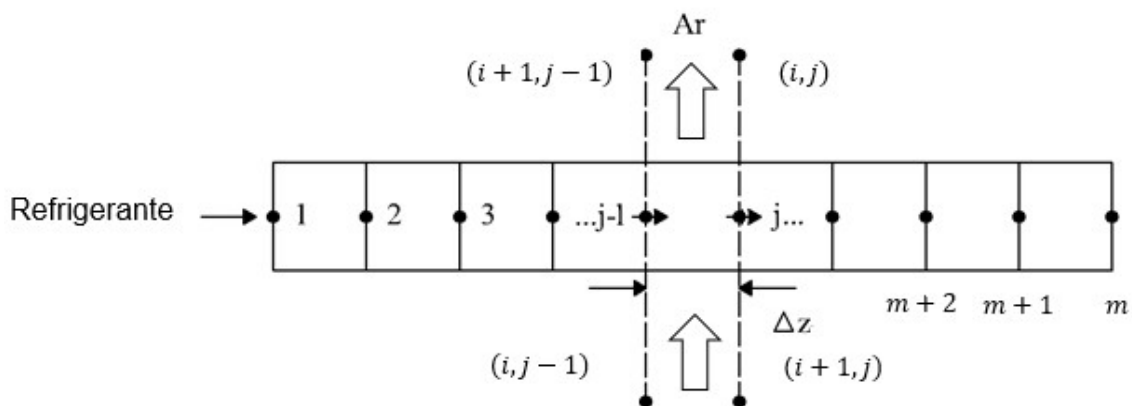
Neste capítulo, apresenta-se a metodologia usada na solução do sistema de equações governantes do problema. Tais equações são integradas numericamente usando o método de substituição sucessivas.

4.1 Discretização das Equações do Modelo do Evaporador

O sistema de equações do escoamento do fluido refrigerante e a equação da conservação da energia para a parede e aletas do evaporador compõe-se de equações diferenciais ordinárias e parciais, não-homogêneas e não-lineares. Tais equações são resolvidas por integração numérica e o sistema de equações algébricas resultante é solucionado iterativamente por substituições sucessivas.

Para isso, o tubo de evaporador é dividido em $m - 1$ volumes de controle, como mostrado esquematicamente na Figura 22, e as equações são integradas no tempo e ao longo desses volumes obtendo-se um sistema de equações algébricas. A partir de valores conhecidos em um dado instante de tempo e um dado ponto, a solução desse sistema de equações fornece os valores das variáveis para cada ponto ao longo do evaporador.

Figura 22 - Esquema da divisão ao longo do evaporador para integração das equações do modelo do evaporador.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

As variáveis do escoamento do refrigerante são armazenadas nas faces dos volumes de controle, como mostrado na Figura 22. Para realizar as integrais ao

longo do volume de controle, ou seja, de $j - 1$ a j , as variáveis são assumidas iguais aos seus respectivos valores no ponto j , aproximação de primeira ordem. Para realizar as integrais no tempo, as variáveis são avaliadas no instante de tempo $t + \theta\Delta t$, no qual $0 \leq \theta \leq 1$, cujas extremos representam, respectivamente, as formulações explícita, $\theta = 0$, e totalmente implícita, $\theta = 1$. Dessa forma, para uma variável genérica ϕ tem-se que

$$\int_t^{t+\Delta t} \phi dt = \phi^{t+\theta\Delta t} \Delta t = [(1 - \theta)\phi^t + \theta\phi^{t+\Delta t}] \quad (64)$$

Neste trabalho a formulação totalmente implícita é usada com a finalidade de garantir estabilidade numérica ao algoritmo, independente do incremento usado.

Adotando as aproximações e procedimentos anteriores, e apresenta-se em seguida a discretização das equações do escoamento do fluido refrigerante ao longo dos tubos do evaporador e da equação da conservação de energia para a parede do tubo e aletas.

(a) Equação da conservação da massa

Integrando a equação da conservação da massa, Equação (1) no tempo e na direção z ao longo do volume de controle mostrado na Figura 22,

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{z_{j-1}}^{z_j} \left[\frac{\partial \rho_r}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_r u)}{\partial z} \right] dz dt = 0 \quad (65)$$

obtem-se a equação discretizada para o cálculo de velocidade do refrigerante no interior do tubos do evaporador dada por

$$u_j = \frac{u_{j-1} \rho_{r,j-1}}{\rho_{r,j}} - (\rho_{r,j} - \rho_{r,j}^o) \frac{\Delta z}{\rho_{r,j} \Delta t} \quad (66)$$

na qual o índice superior “o” representa o instante de tempo anterior e as variáveis avaliadas no instante de tempo atual ou novo, $t + \Delta t$, aparecem sem nenhum índice superior.

(b) Equação da quantidade de movimento

Integrando a equação da quantidade de movimento, Equação (5), no tempo e na direção z ao longo do volume de controle mostrado na Figura 22,

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{z_{j-1}}^{z_j} \left\{ \frac{\partial(\rho_r u)}{\partial t} + \frac{\partial[(\rho_r u)u]}{\partial z} \right\} dz dt = - \int_t^{t+\Delta t} \int_{z_{j-1}}^{z_j} \frac{\partial p}{\partial z} dt dz - \int_t^{t+\Delta t} \int_{z_{j-1}}^{z_j} F_z dz dt \quad (67)$$

obtém-se a equação discretizada para o cálculo da pressão do fluido refrigerante ao longo dos tubos evaporador, dada por

$$p_{r,j} = p_{r,j-1} - (\rho_{r,j} u_j - \rho_{r,j}^o u_j^o) \frac{\Delta z}{\Delta t} - (\rho_{r,j} u_j^2 - \rho_{r,j-1} u_{j-1}^2) - F_{z,j} \Delta z \quad (68)$$

(c) Equação da conservação da energia

Integrando a equação da conservação de energia para o fluido refrigerante, Equação (9) no tempo e na direção z ao longo do volume de controle mostrado na Figura 21,

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{z_{j-1}}^{z_j} \frac{\partial(\rho_r i_r)}{\partial t} dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{z_{j-1}}^{z_j} \frac{\partial[(\rho_r u) i_r]}{\partial z} dz dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_{z_{j-1}}^{z_j} \frac{\partial p}{\partial t} dz dt + \frac{P_i}{A} \int_t^{t+\Delta t} \int_{z_{j-1}}^{z_j} h_{wr} (T_w - T_r) dz dt \quad (69)$$

obtém-se a equação discretizada para o cálculo de entalpia específica do fluido refrigerante ao longo dos tubos do evaporador, dada por

$$i_{r,j} = \left[\frac{(\rho_r u)_{j-1}}{(\rho_r u)_j + \rho_{r,j} \frac{\Delta z}{\Delta t}} \right] i_{r,j-1} + \frac{[p_j - p_j^o + (\rho_r i_r)_j] \frac{\Delta z}{\Delta t} + \frac{P_i \Delta z}{\Delta t} h_{wr,j} (T_w - T_r)_j}{(\rho_r u)_j + \rho_{r,j} \frac{\Delta z}{\Delta t}} \quad (70)$$

(d) Equação da conservação da energia para a parede dos tubos

Integrando a equação da conservação da energia da parede dos tubos e aletas, Equação (18), no tempo

$$\int_t^{t+\Delta t} m_{wf} c_{wf} \frac{dT_w}{dt} dz = \int_t^{t+\Delta t} [U_{aw}(T_a - T_w) + h_m(W_a - W_{a,w})i_{sv}] P_t dz - \int_t^{t+\Delta t} h_{wr} P_i (T_w - T_r) dz \quad (71)$$

obtém-se a equação discretizada para o cálculo da temperatura da parede dos tubos do evaporador, dada por

$$T_{w,j} = \frac{a}{b} \quad (72)$$

$$a = m_{wf,j}^o c_{wf,j}^o T_{wf,j}^o \frac{\Delta z}{\Delta t} + P_t dz \quad (73)$$

$$b = m_{wf,j} c_{wf,j} \frac{\Delta z}{\Delta t} + P_t dz + h_{r,j} P_t \Delta z \quad (74)$$

4.2 Procedimento de Solução

Uma vez conhecidas as condições de operação e as dimensões do evaporador, o modelo permite calcular os parâmetros de desempenho do evaporador, capacidade de refrigeração, massa de geada, queda de pressão e vazão de ar.

O tubo do evaporador é dividido em M pontos equidistantes de Δz . As equações discretizadas para o cálculo das variáveis apresentam a mesma forma para todos os pontos. Para evitar a utilização de uma equação distinta para o ponto $j = 1$, na entrada do evaporador, adota-se um ponto fictício em tal posição.

Para uma dada configuração da serpentina do evaporador, o processo de simulação inicia-se com um conjunto de condições de entrada do ar e do refrigerante. Para o refrigerante, a vazão em massa, \dot{m}_r , o título, x , e a temperatura, T_r , são fornecidos na entrada da serpentina, $z = 0$. Para o ar, a vazão em massa,

\dot{m}_a , a umidade relativa, UR , e temperatura, T_a , são fornecidas na entrada do evaporador.

A solução das equações é obtida para cada ponto ao longo do evaporador, calculando-se as seguintes variáveis u, p, i_r, T_w , para o escoamento do refrigerante. Com as propriedades do ar e as condições do tubo, calcula-se para o escoamento do ar $\rho_g, k_g, T_s, x_g, \tau, \varepsilon$, também pelo método de substituição sucessivas.

A convergência é obtida ponto a ponto da divisão do evaporador, quando a variação das variáveis calculadas atingirem uma variação inferior a 10^{-4} .

4.2.1 Malha computacional

A malha computacional é função do tipo de evaporador, pois a configuração do circuito de refrigerante e a posição na qual o ar entra no evaporador interferem na sequência em que as equações são resolvidas para cada ponto. A seguir apresentam-se as sequências em que os pontos nos quais o evaporador é dividido: Evaporador de quatro fileiras com cinco tubos cada, comumente utilizados em refrigeradores *frost-free*.

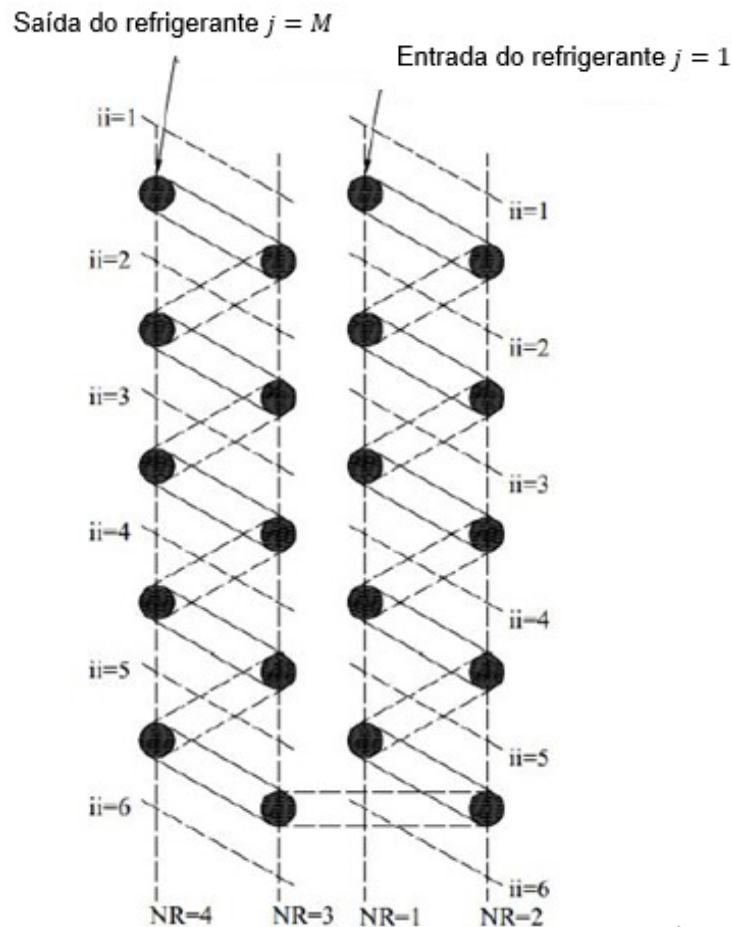
O evaporador de quatro fileiras com cinco tubos é mostrado esquematicamente na Figura 12 e a malha para o evaporador é apresentada nas Figuras (22) e (23). O índice NR refere-se a fileira e os índices i, j refere-se ao escoamento do ar e do refrigerante.

O processo de solução inicia-se em $i = 1, j = 1, ii = 1, jj = 1$ e $NR = 1$, e a sequência de pontos ao longo do evaporador para a solução das Equações (66), (68), (70) e (72) para o refrigerante, e para o ar as Equações são: (25), (26), (41), (42), (47) e (48).

1. Resolver as Equações para $k = j + (i - 1)Mj$;
2. Incrementar $j = j + 1, jj = j$ e novamente resolver as Equações para $k = j + (i - 1)Mj$;
3. Se $jj = Mj$ ir para o passo 4, caso contrário ir para o passo 2;
4. $NR = 2$ e $i = i + 1, j = 1$;
5. Resolver as Equações para $k = j + (i - 1)Mj$;

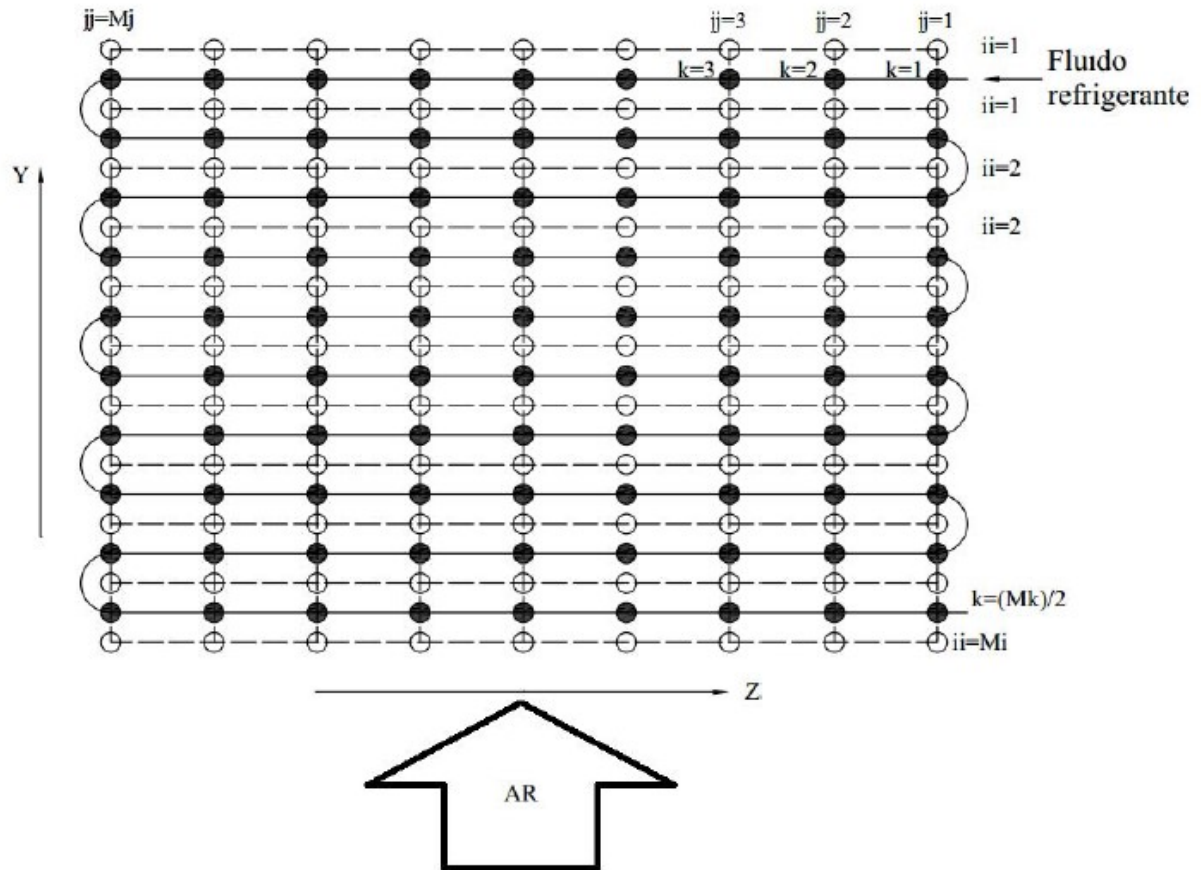
6. Se $jj = 1$ e $ii < Mi - 1$, ir para o passo 7. Se $jj = 1$ e $ii = Mi - 1$ ir para o caso 8. Caso contrário e incrementar $j = j + 1$, $jj = jj - 1$ e retornar ao passo 5;
7. $NR = 1$, $i = i + 1$, $ii = ii + 1$, $j = 1$ e retornar ao passo 1;
8. $NR = 3$ e $i = i + 1$, $j = 1$ e resolver as Equações para $k = j + (i - 1)Mj$;
9. Incrementar $j = j + 1$, $jj = j$ e resolver as Equações para $k = j + (i - 1)Mj$;
10. Se $jj = Mj$ ir para o passo 11, caso contrário retornar ao passo 9;
11. $NR = 4$ e $i = i + 1$ e $j = 1$;
12. Resolver as Equações para $k = j + (i - 1)Mj$;
13. Se $jj = i$ e $ii > 1$, ir para o passo 14. Se $jj = 1$ e $ii = 1$ finalizar. Caso contrário incrementar $j = j + 1$, $jj = j - 1$ e retornar ao passo 12.
14. Fazer $ii = ii - 1$ e retornar ao passo 8.

Figura 23 - Vista frontal da divisão dos tubos para o evaporador de quatro fileiras com 5 tubos.



Fonte: Adaptado de Pimenta (2015).

Figura 24 - Vista lateral da divisão dos tubos para o evaporador de quatro fileiras com cinco tubos.



Fonte: Pimenta (2015).

4.2.3 Algoritmo de solução

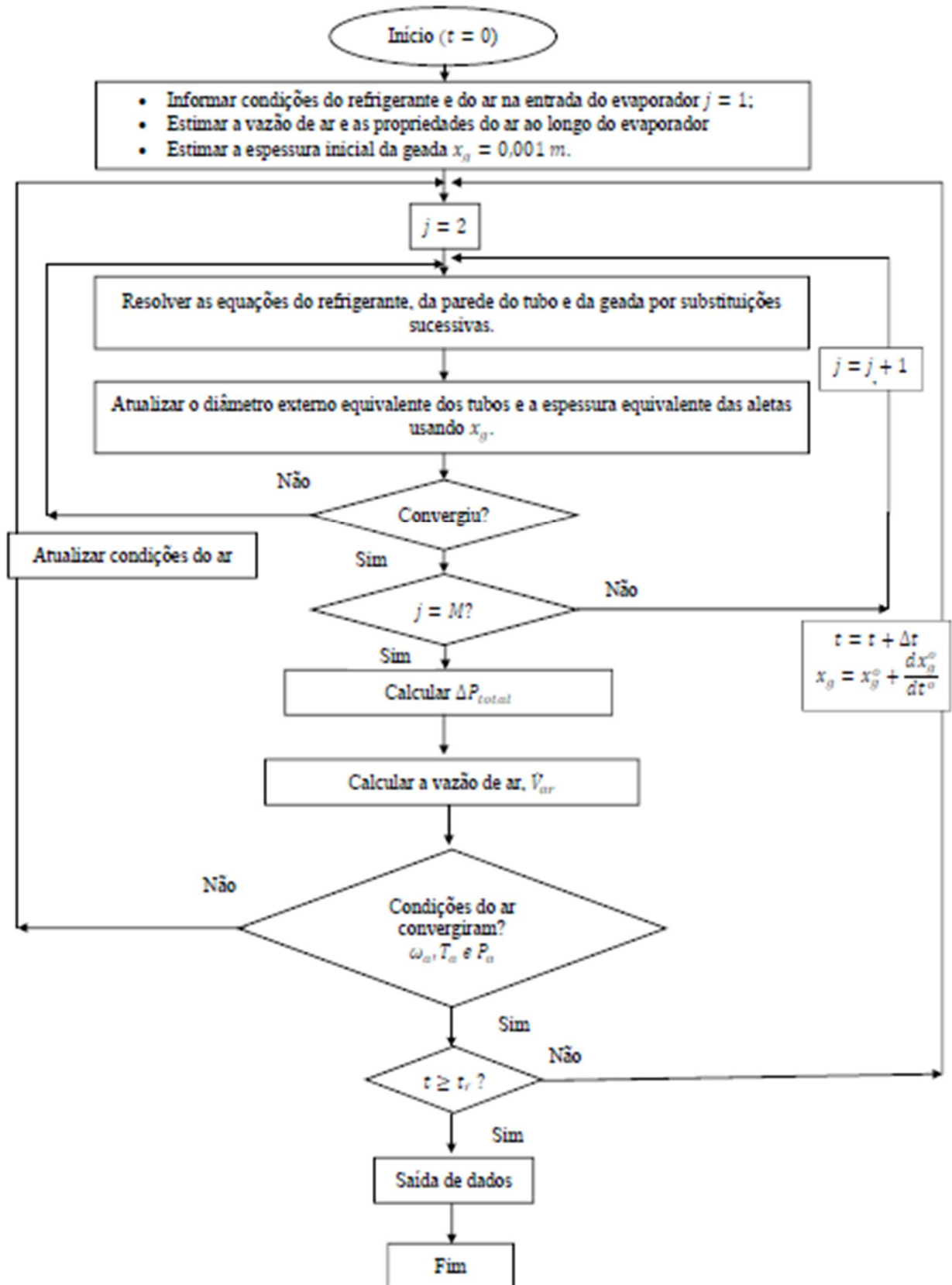
O algoritmo de solução dos modelos do evaporador e de formação de geada ar é dada por:

1. No instante de tempo $t = 0$ informar os parâmetros geométricos do evaporador;
2. Informar as condições de entrada do ar e refrigerante. Para o refrigerante, vazão em massa de refrigerante, \dot{m}_r , o título x e a temperatura T_r , são fornecidos na entrada da serpentina $z = 0$. Para o ar, estimar a vazão em massa, \dot{m}_a , informar a umidade relativa, UR , e a temperatura T_a , na entrada do evaporador. Informar a espessura inicial da geada $x_s = 0,001$ mm;
3. Dividir o evaporador em $M - 1$ volumes de controle de comprimento Δz ;

4. Calcular a entalpia específica, i_r , massa específica, ρ , e a pressão inicial, p , do fluido refrigerante na entrada do evaporador, $j = 1$, por meio do módulo REFREPOP 8.0;
5. Resolver o sistema formado pelas Equações (66), (68), (70), (72) e calcular respectivamente, u, p, i_r e T_w por meio do método de substituições sucessivas, ponto a ponto, iniciando-se na entrada do tubo, $j = 2$, até sua saída, $j = M$.
6. Com as propriedades do ar e as condições do tubo, calcular $\varepsilon_g, \tau_g, k_g, D_{ab}$ e ρ_g , respectivamente, pelas Equações (16), (17), (37), (38) e (39);
7. Calcular $T_a, W_a, W_{a,sg}, T_{sg}, \dot{m}_c$ e x_g , respectivamente, pelas Equações (25), (26), (41), (42), (47) e (48);
8. Atualizar o diâmetro externo equivalente dos tubos e a espessura equivalente das aletas devido a concentração de geada, respectivamente, pelas Equações (55) e (56);
9. Calcular a queda de pressão total do ar através do evaporador pela Equação (66);
10. Recalcular a vazão de ar usando a Equação (60);
11. Comparar o valor obtido para $u, p, i_r, T_w, T_a, \omega_a$ e \dot{m}_a com os valores calculados na iteração anterior para o mesmo instante de tempo, caso a convergência seja alcançada, seguir para o passo 12, caso contrário, seguir para o passo 5;
12. Atualizar as propriedades termodinâmicas, termofísicas e os parâmetros empíricos do escoamento do refrigerante e do ar;
13. Se $t < t_f$ fazer $t = t + \Delta t$, calcular $x_g(t + \Delta t) = x_g(t) + \left. \frac{dx_g}{dt} \right| \Delta t$ e retornar ao passo 5, caso contrário seguir para o passo 14;
14. Calcular a taxa de transferência de calor do evaporador e imprimir as variáveis para todos os pontos da malha do evaporador.

Na Figura 25, apresenta-se o fluxograma do algoritmo numérico do modelo proposto.

Figura 25 – Fluxograma do algoritmo numérico do modelo proposto.



5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos usando-se o modelo proposto. Analisa-se a influência da formação e adensamento de geada sobre o desempenho de um evaporador de tubo aletado de quatro fileiras de cinco tubos, usado em refrigeradores *frost-free* do tipo *top-mont*.

Inicialmente o trabalho experimental encontrado na literatura, cujo dados foram usados para a validação do modelo proposto, é abordado brevemente.

Posteriormente, os resultados calculados são comparados com os dados experimentais em termos de variação da capacidade de refrigeração do evaporador em função do tempo, causada pela formação de geada, das distribuições da massa de geada formada, da queda de pressão do ar e da vazão de ar com o tempo.

5.1 Dados Experimentais

O número de trabalhos disponíveis na literatura que podem ser usados em exercícios de validação, muitas vezes, é reduzido em razão da indisponibilidade de informações completas sobre a geometria e condições de operação dos evaporadores analisados. Para a validação do modelo desenvolvido no presente trabalho, selecionou-se o trabalho de Knabben (2010).

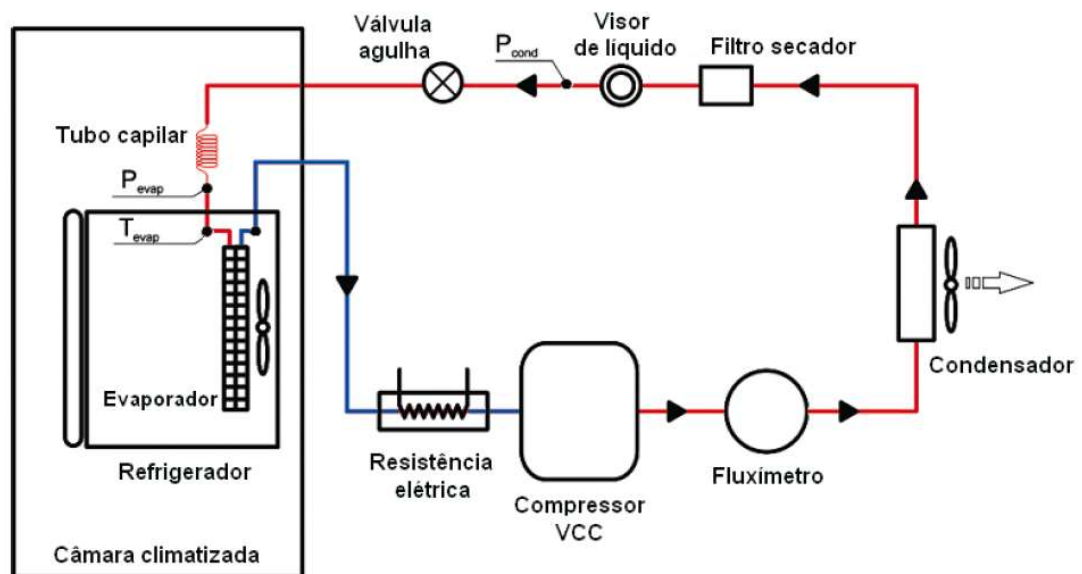
Knabben (2010) construiu um aparato experimental para analisar a influência da camada de geada sobre o desempenho de evaporadores de refrigeradores *frost-free*. Esse aparato compõe-se, essencialmente, de um calorímetro, um refrigerador *frost-free* do tipo *top-mont* (Figura 4) típico e uma câmara climatizada (Figura 26). O calorímetro opera com o refrigerante R-134a, está situado fora da câmara climatizada e é conectado ao evaporador do refrigerador que, por sua vez, encontra-se no interior da câmara climatizada (Figura 26).

A circulação do ar externo ocorre na direção vertical ascendente ao longo do evaporador e é induzida por um ventilador axial posicionado acima do evaporador. A vazão em massa de ar é estimada em função da velocidade e das curvas de desempenho do ventilador fornecidas pelo fabricante.

A vazão em massa de refrigerante é controlada por uma válvula de expansão eletrônica e medida por um fluxímetro do tipo Coriolis cuja incerteza de medição máxima foi estimada em 2 %. As temperaturas do ar e do refrigerante na entrada e

na saída do evaporador e do condensador foram medidas por termopares, com incerteza de medição máxima estimada em $\pm 0,5$ °C. Dois transdutores de pressão com incerteza de medição estimada de $\pm 0,2$ % foram instalados, um na entrada do evaporador e outro na saída do condensador para monitorar as variações de pressão de evaporação e de condensação.

Figura 26 - Esquema do módulo experimental (KNABBEN, 2010).



Fonte: Knabben (2010).

Os parâmetros geométricos e as condições de operação do evaporador testado por Knabben (2010) são apresentados, respectivamente, nas Tabelas 2 a 4.

Tabela 2 - Parâmetros geométricos do evaporador testado por Knabben (2010).

Parâmetros geométricos	
Comprimento do tubo reto	340 mm
Profundidade, W_{evap}	60 mm
Comprimento total da serpentina	6,8 m
Altura, L_{evap}	190 mm
Espaçamento transversal dos tubos	22 mm
Espaçamento longitudinal dos tubos	23 mm
Diâmetro interno do tubo	6,3 mm
Diâmetro externo do tubo	8,0 mm
Espessura das aletas	0,22 mm
Número de aletas por tubo	52

Fonte: Knabben (2010).

A umidade relativa do ar na entrada do evaporador é medida por transdutores instalados em frente às grades de retorno. Tais transdutores, marca Testo, compõem-se de um transmissor modelo 6681 e uma sonda modelo 6614, com ponteira aquecida para evitar condensação, com precisão de $\pm 1,0$ %. A umidade relativa no interior da câmara climatizada é controlada por um sistema de umidificação, constituído por uma bandeja com água, na qual existe uma resistência elétrica controlada por um PID.

Tabela 3 - Condições de operação usadas por Knabben (2010).

Parâmetros de entrada	
Temperatura do refrigerante	-25,9 a -20,2°C
Umidade relativa	39,6 a 44,7%
Vazão de ar	46 m ³ /h
Espessura inicial da geada	0,001 mm

Fonte: Knabben (2010).

Tabela 4 - Condições dos testes realizados por Knabben (2010).

Teste	Temperatura do ar no freezer (°C)	Temperatura do ar no resfriador (°C)	Umidade relativa (%)	Temperatura do refrigerante (°C)
1	-18,0	5,0	39,6	-25,9
2	-18,0	4,9	58,8	-25,4
3	-18,0	4,4	80,1	-25,4
4	-15,0	7,1	40,6	-24,5
5	-15,1	5,1	61,4	-23,4
6	-15,2	4,7	80,5	-23,3
7	-15,0	7,2	30,1	-20,3
8	-15,1	7,1	44,7	-20,2

Fonte: Knabben (2010).

A seguir apresentam-se as comparações entre os resultados calculados pelo presente modelo e os dados experimentais obtidos por Knabben (2010). Tais comparações são realizados em termos das distribuições de capacidade de refrigeração do evaporador, de massa de geada formada, de queda de pressão do lado do ar e de vazão de ar, todas avaliadas ao longo de um período de quatro horas. As condições dos testes realizadas são apresentadas na Tabela 4.

Para uma avaliação qualitativa da comparação entre os resultados calculados e os dados experimentais usa-se o desvio absoluto médio, \bar{D} , dado por

$$\bar{D} = \frac{\sum_1^n \frac{[\phi_{cal} - \phi_{exp}]}{\phi_{exp}}}{n} 100 \quad (75)$$

na qual ϕ_{cal} e ϕ_{exp} são, respectivamente, os valores dos parâmetros calculados e os medidos e n é o número de dados comparados.

O desvio absoluto médio representa a qualidade do ajuste global, ou seja, a dispersão dos resultados do modelo teórico em relação aos dados experimentais.

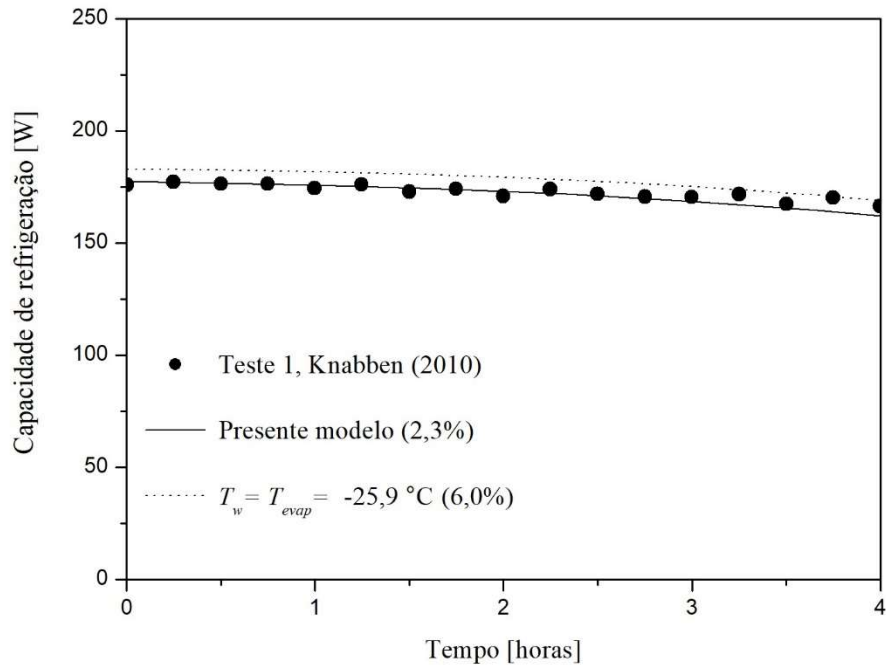
5.2 Distribuições da capacidade de refrigeração.

Nas Figuras 27 a 31 comparam-se as distribuições de capacidade de refrigeração do evaporador ao longo do período de 4 horas, calculadas pelo presente modelo e medidas por Knabben (2010). Nessas figuras e nas demais apresentadas nos itens seguintes, as linhas contínuas são os resultados obtidos pelo presente modelo em sua forma completa (modelo completo), e as linhas tracejadas também são os resultados obtidos pelo presente modelo, mas considerando a temperatura da parede externa dos tubos constante e igual à temperatura de evaporação, $T_w = T_{evap} = cte$, ou seja, sem resolver as equações do refrigerante e da parede dos tubos (modelo simplificado). Além disso, nessas figuras são apresentadas os desvios absolutos médios entre os resultados calculados e os dados experimentais.

Observa-se nas Figuras 27 a 31 que a distribuições da capacidade de refrigeração com a formação de geada sobre a superfície do evaporador calculados pelo presente modelo apresentam uma boa concordância com os dados experimentais. Nota-se também nessas figuras que os resultados calculados quando se mantém a temperatura da superfície do evaporador constante são muitos próximos daqueles calculados quando se resolvem as equações do fluido refrigerante e da parede dos tubos. Isso indica que, considerar a temperatura da superfície dos tubos constante e igual à temperatura de evaporação do refrigerante é uma hipótese que pode ser usada, uma vez que, na maioria dos testes realizados,

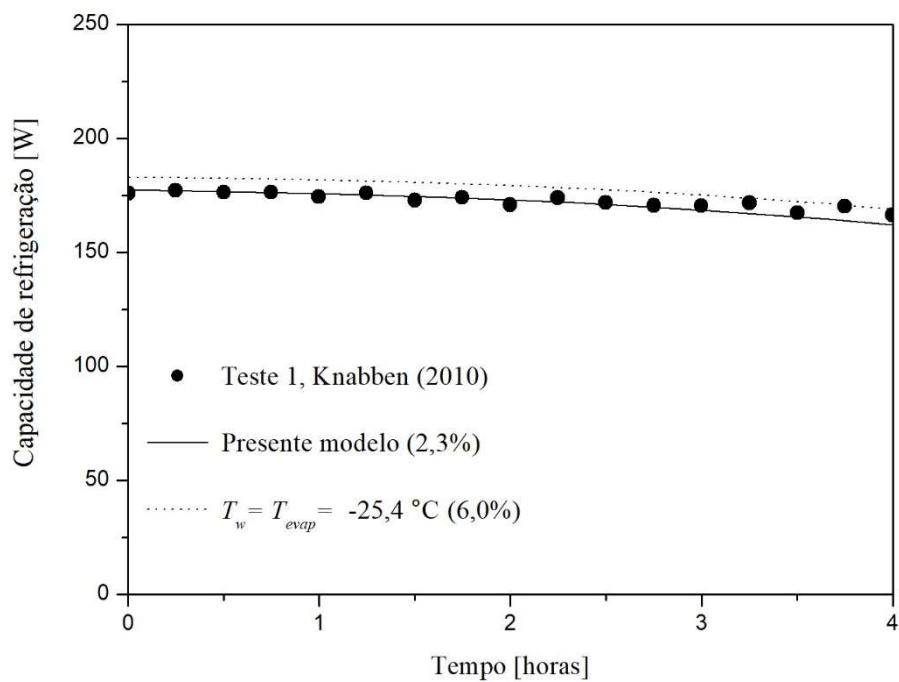
os desvios absolutos médios obtidos foram menores nesses casos (Figuras 27 a 31).

Figura 27 – Distribuições da capacidade de refrigeração: Teste 1.



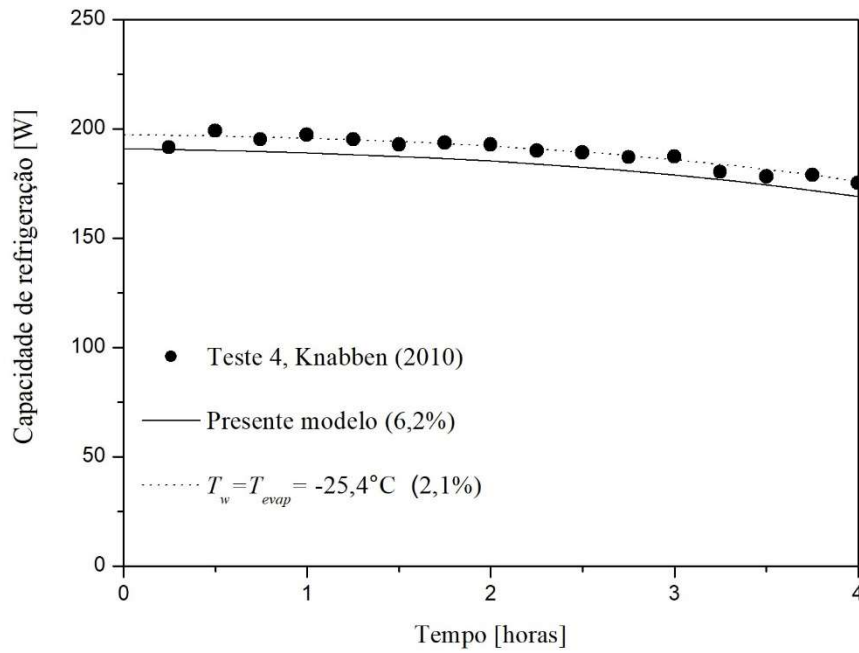
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 28 – Distribuições da capacidade de refrigeração: Teste 2.



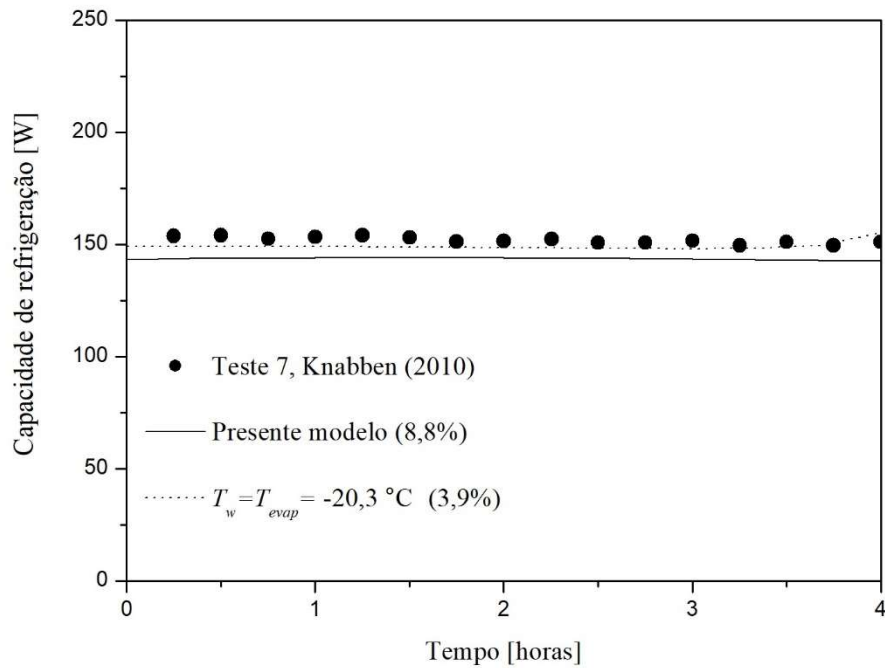
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 29 - Distribuições da capacidade de refrigeração: Teste 4.



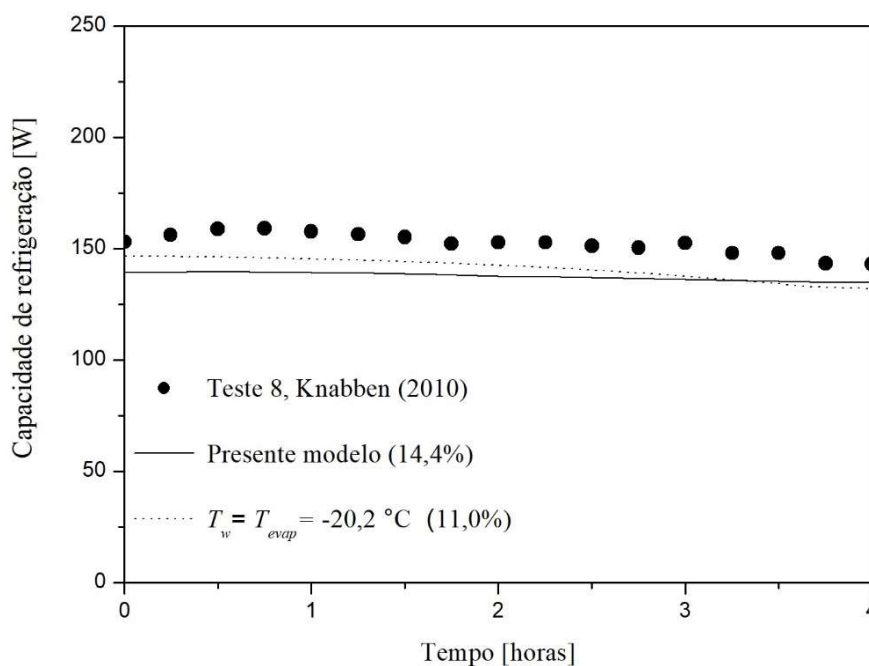
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 30 - Distribuições da capacidade de refrigeração: Teste 7.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 31 - Distribuições da capacidade de refrigeração: Teste 8.



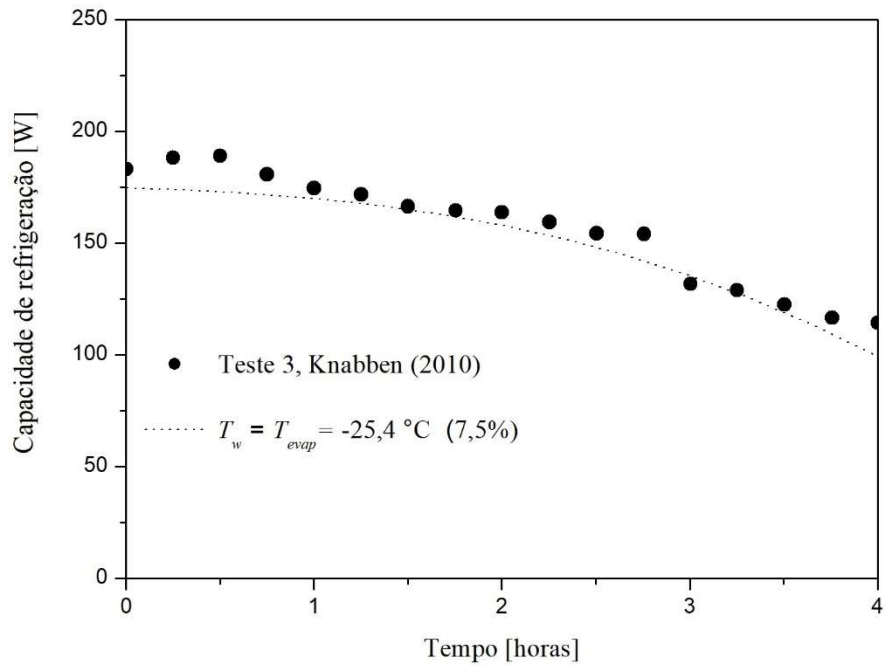
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Nota-se ainda nas Figuras 27 a 31, que durante o intervalo 4 horas ocorreu uma pequena redução da capacidade de refrigeração em razão da concentração de geada sobre a superfície dos tubos e aletas, o que reduz o coeficiente global de transferência de calor. Dentre todos os testes realizados (Tabela 4) essa redução foi em média de 8 % para a simulação com modelo completo e 9,3% para a simulação com o modelo simplificado.

Nos Testes 3, 5 e 6, é importante mencionar, que um erro de convergência impediu a obtenção dos resultados até o final do período de 4 horas, quando o modelo completo (resolvendo as equações do refrigerante e da parede dos tubos) foi testado. Nenhuma das tentativas para resolver esse problema foi bem sucedida e ainda será necessário analisá-lo com maior atenção futuramente. O mesmo não aconteceu quando o modelo simplificado foi testado, como se observa nas Figuras 32 a 34, respectivamente, para os Testes 3, 5 e 6. Entretanto os desvios absolutos médios aumentaram consideravelmente para os Testes 5 e 6, aproximadamente, para 18%.

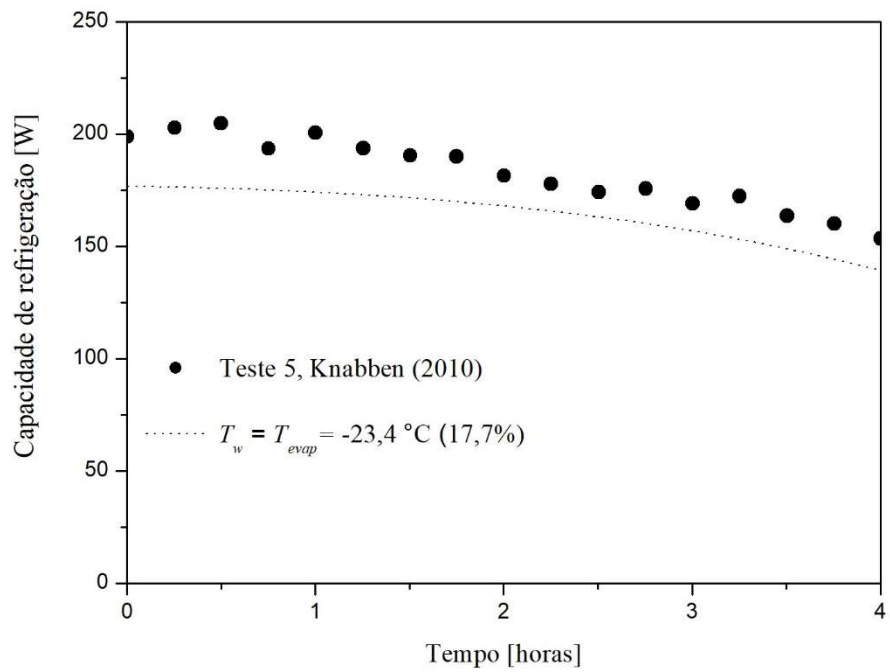
Na Figura 35 apresentam-se as comparações entre as capacidades de refrigeração calculadas, pelo modelo completo e pelo modelo simplificado ($T_w = T_{evap}$), e os dados experimentais de Knabben (2010) para todos os testes realizados.

Figura 32 - Comparação da capacidade de refrigeração: Teste 3.



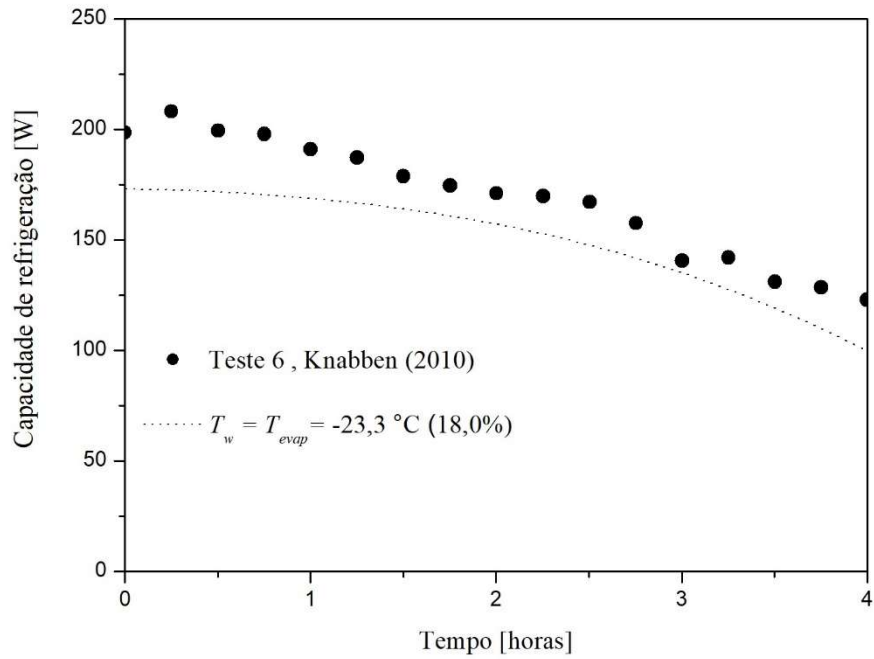
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 33 - Comparação da capacidade de refrigeração: Teste 5.



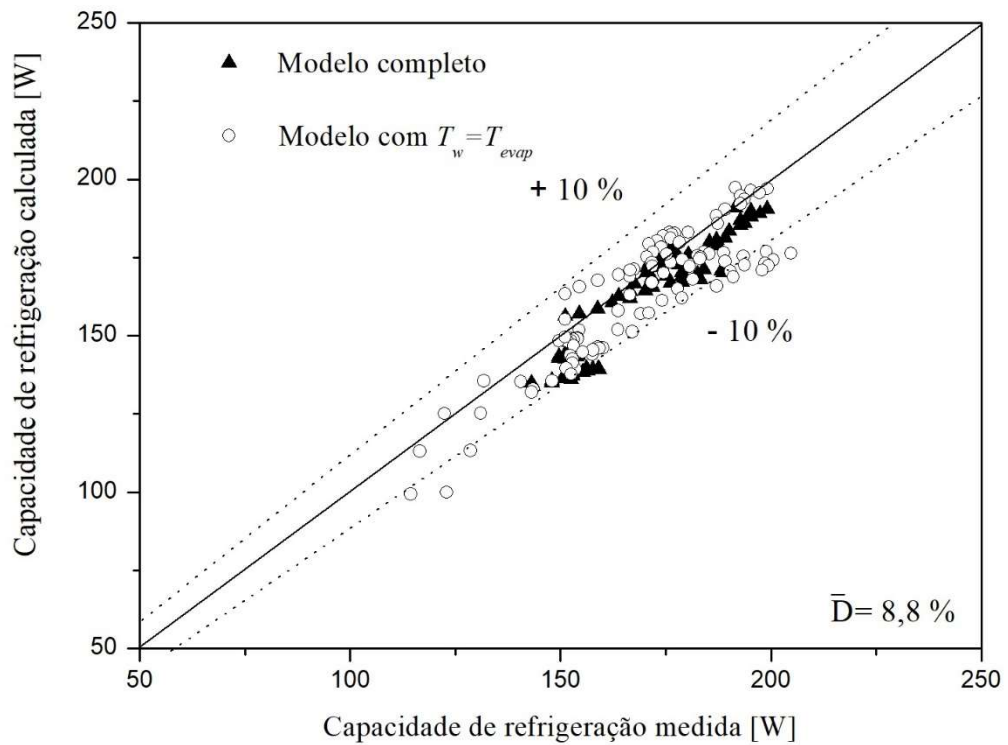
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 34 - Comparação da capacidade de refrigeração: Teste 6.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 35 - Comparação entre as capacidades de refrigeração calculadas e medidas por Knabben (2010).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Observa-se na Figura 35 que aproximadamente 87% dos valores das capacidades de refrigeração calculadas pelo modelo completo e pelo modelo com $T_w = T_{evap}$ encontram-se na faixa de -10 % a +10 % em relação aos valores experimentais. Observa-se também que o desvio absoluto médio foi de 8,8%, considerando todos os testes realizados, o que demonstra a qualidade do modelo proposto.

A Tabela 5 apresenta a comparação entre os valores da capacidade de refrigeração nos instantes iniciais e finais. Nota-se que o desvio relativo máximo em relação aos dados experimentais no início do teste foi de 12,1%, Teste 6, e de 13,1%, Teste 3, no final do teste.

Tabela 5 – Comparação entre as capacidades de refrigeração [W].

Teste	Experimental Início	Experimental Fim	Modelo Início	Modelo Fim	Desvio relativo (%) Início	Desvio relativo (%) Fim
1	175,9	166,5	177,4	162	-0,9	2,7
2	184,1	151,2	172,6	145,2	6,2	4,0
3	183,1	114,4	174,7	99,4	5,7	13,1
4	191,6	175,2	190,9	169,1	0,4	3,5
5	198,9	153,5	176,8	139,3	11,1	9,2
6	198,6	122,9	173,0	99,9	12,1	11,6
7	153,8	151,1	143,4	142,7	6,8	5,5
8	153,1	143,1	139,4	134,9	8,9	5,7

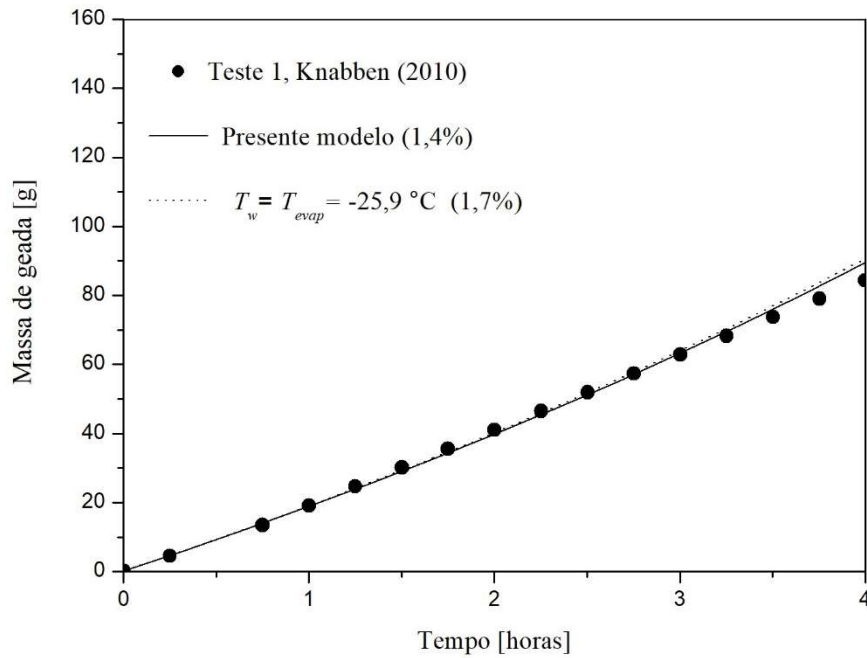
Fonte: Elaboração do próprio autor.

5.3 Distribuições de massa de geadas.

Nas Figuras 36 a 43 comparam-se as distribuições de massa de geadas, formadas durante o período de tempo de 4 horas, calculadas pelo presente modelo e medidas por Knabben (2010). A massa total de geadas formada a longo da superfície do evaporador em cada instante de tempo é calculada usando-se a Equação (50). Observa-se que o modelo é capaz de prever a massa de geadas sobre a superfície dos tubos e aletas do evaporador, principalmente para os Testes 1, 4 e 8 (ver, respectivamente, Figuras 36, 39 e 43), para as quais os desvios absolutos médios ficaram abaixo de 4%, entretanto para os demais testes o modelo

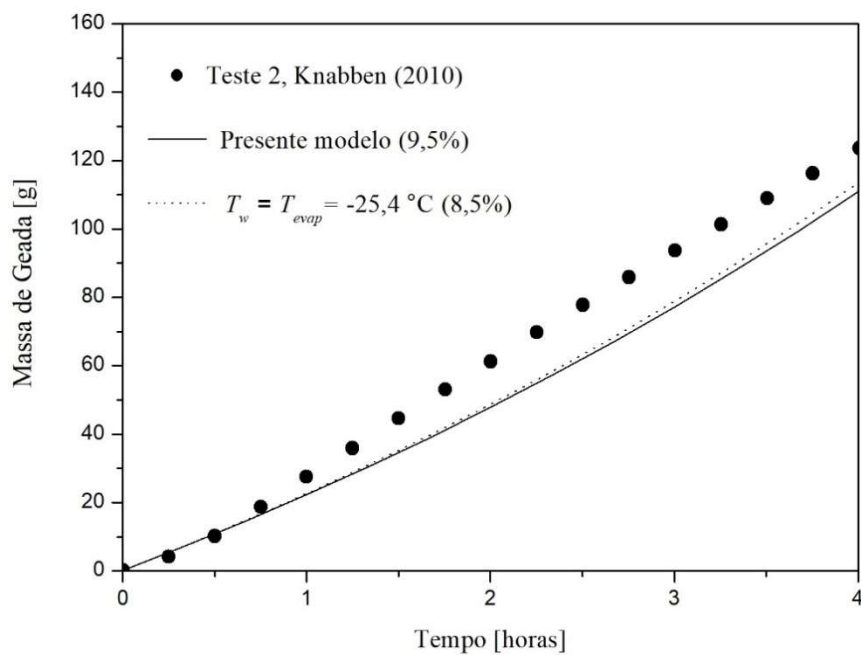
subdimensionou as massas de geada medidas ao longo do período de 4 horas e os desvios absolutos médios variaram aproximadamente na faixa dentre 10 e 19%.

Figura 36 - Distribuições de massa de geada: Teste 1.



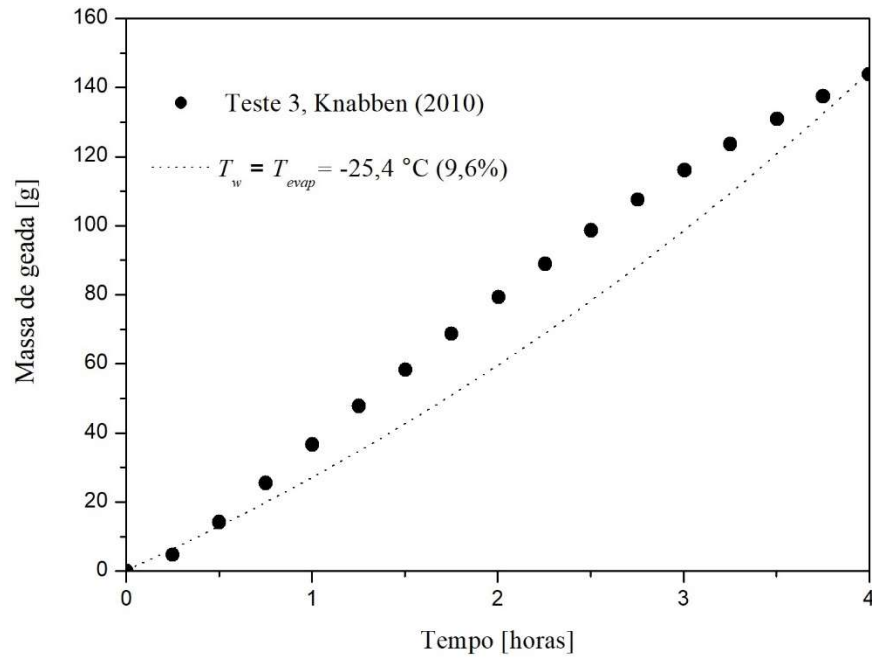
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 37 - Distribuições de massa de geada: Teste 2.



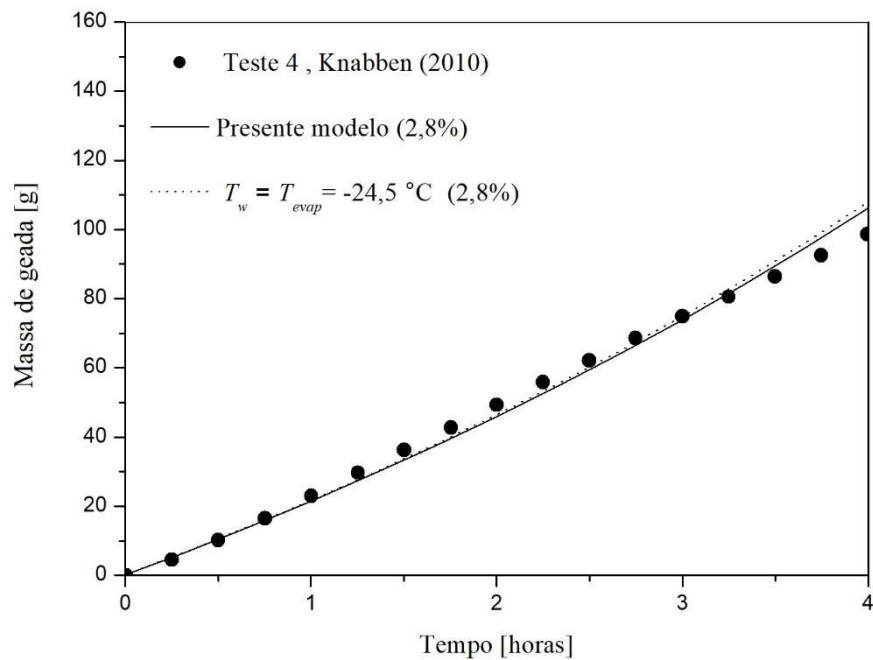
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 38 - Distribuições de massa de geada: Teste 3.



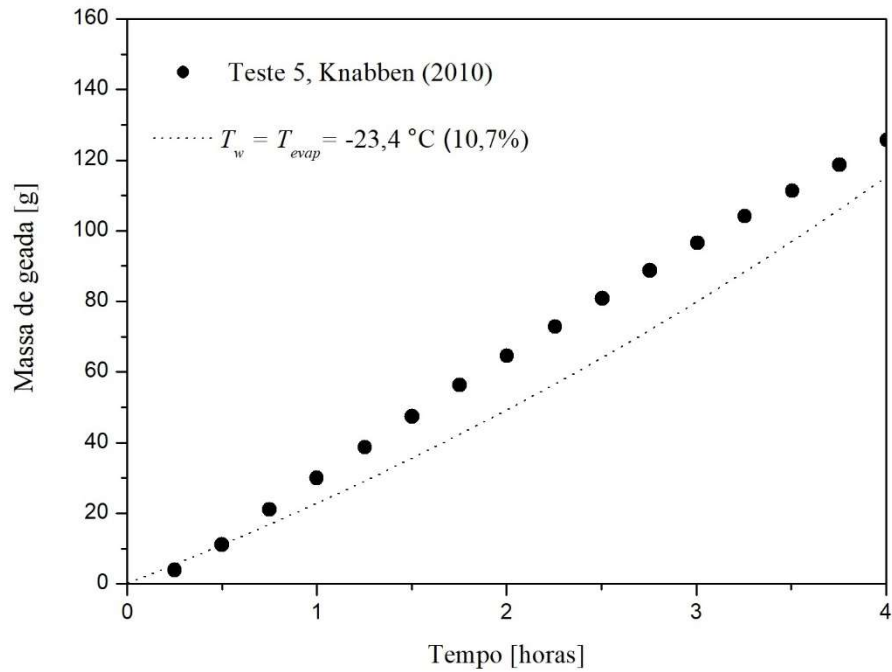
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 39 - Distribuições de massa de geada: Teste 4.



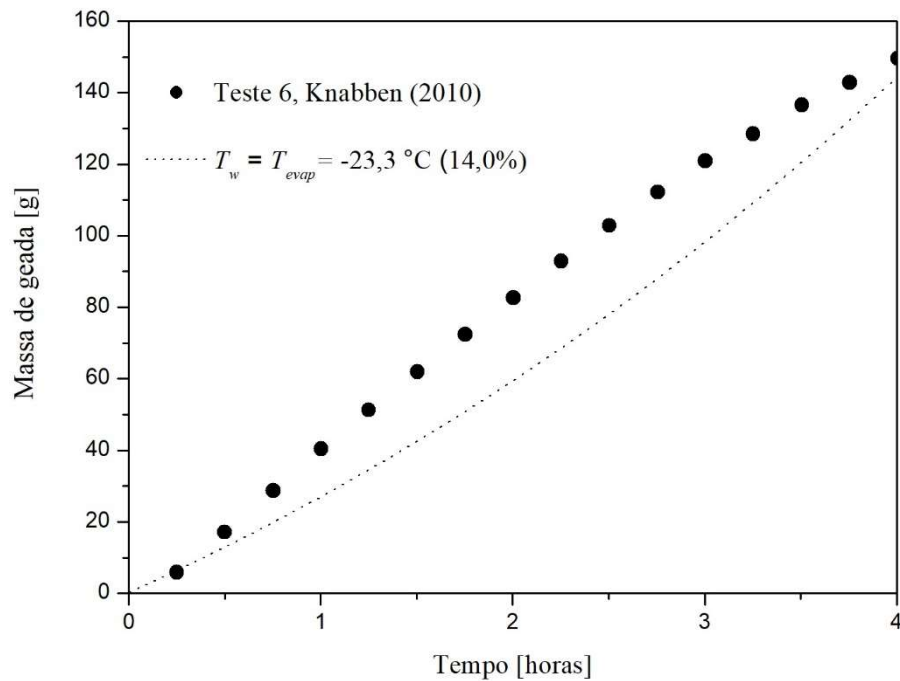
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 40 - Distribuições de massa de geada: Teste 5.



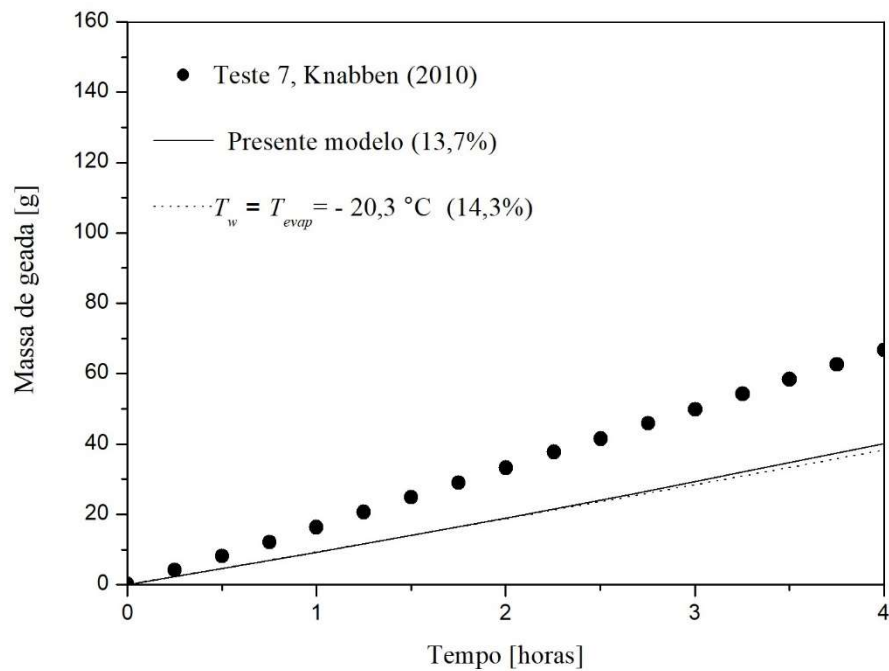
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 41 - Distribuições de massa de geada: Teste 6.



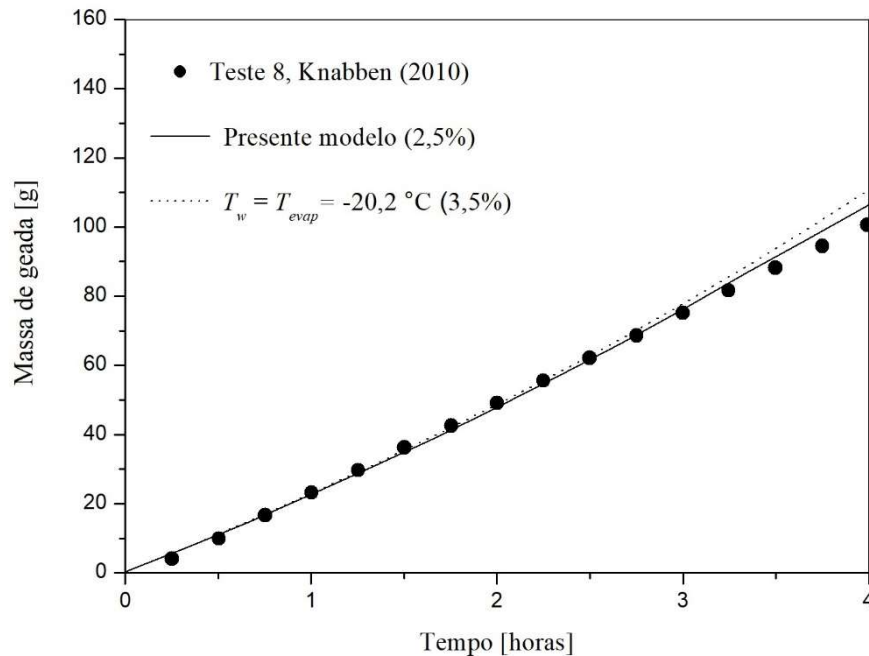
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 42 - Distribuições de massa de geada: Teste 7.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

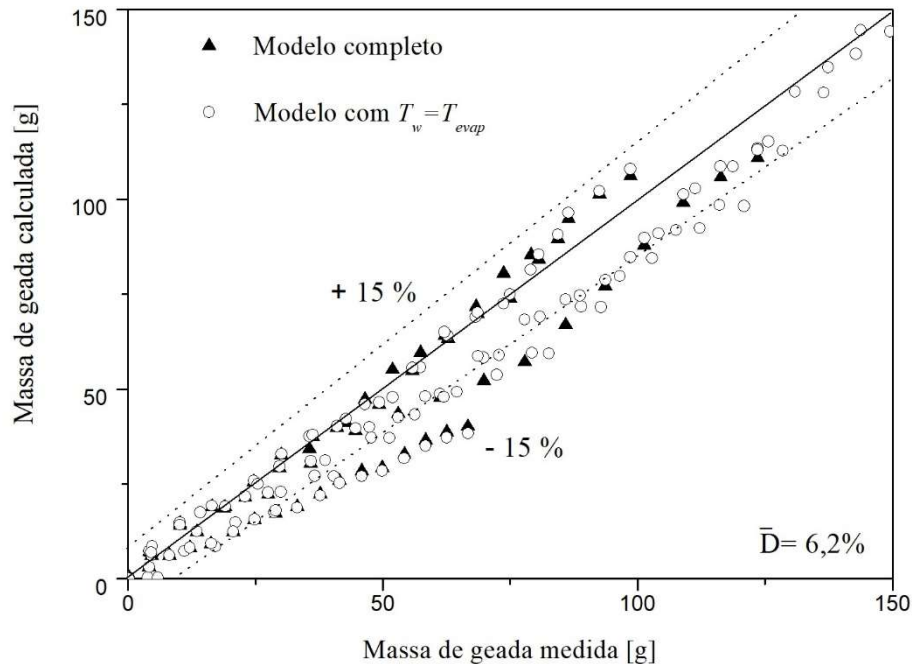
Figura 43 - Distribuições de massa de geada: Teste 8.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Na Figura 44 apresentam-se as comparações entre as massas de geada calculadas, pelo modelo completo e pelo modelo simplificado ($T_w = T_{evap}$), e os dados experimentais de Knabben (2010) para todos os testes realizados.

Figura 44 - Comparação entre as massas de geada calculadas e medidas por Knabben (2010).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Nota-se na Figura 44, que aproximadamente 60% dos valores de massas de geada calculados pelos modelos encontram-se na faixa de +15% a -15% em relação aos valores medidos. Observa-se também que o desvio absoluto médio foi de 6,2%, considerando todos os testes realizados.

A Tabela 6 apresenta a comparação entre os valores da massa de geada nos instantes iniciais e finais. Observa-se nessa Tabela que o desvio relativo máximo em relação aos dados experimentais no início do teste foi de -0,5%, Testes 1, 2 e 4, e de 39,9%, Teste 7, no final do teste.

Tabela 6 – Comparação entre as massas de geada [g].

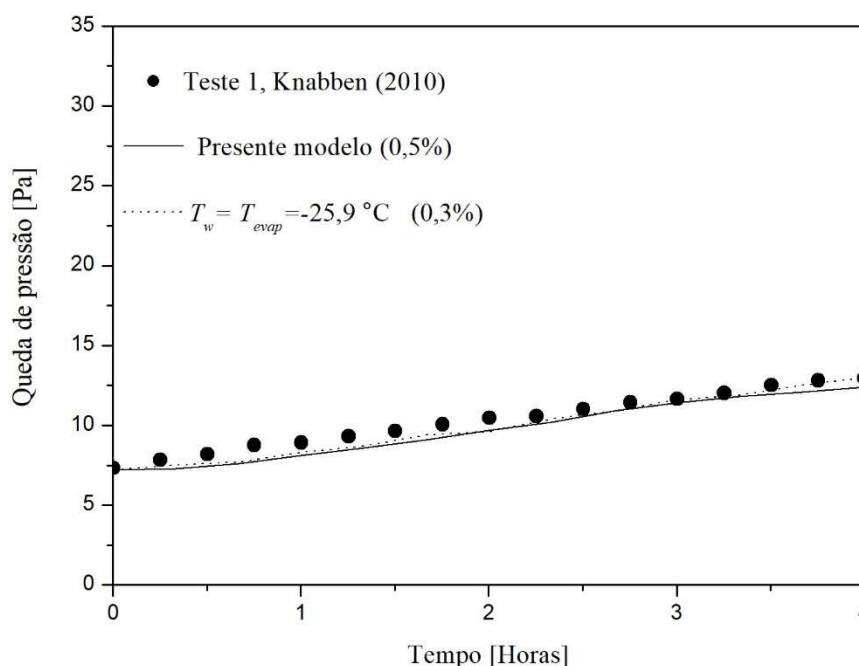
Teste	Experimental		Modelo		Desvio relativo (%) Início	Desvio relativo (%) Fim
	Início	Fim	Início	Fim		
1	0,2	84,3	0,3	89,6	-0,5	-6,3
2	0,2	123,5	0,3	110,9	-0,5	10,2
3	0,3	143,8	0,3	144,5	0,0	-0,5
4	0,2	98,6	0,3	106,3	-0,5	-7,8
5	0,3	125,6	0,3	115,1	0,0	8,4
6	0,3	149,6	0,3	144,2	0,0	3,6
7	0,1	66,7	0,1	40,1	0,0	39,9
8	0,3	100,5	0,3	106,4	0,0	-5,9

Fonte: Elaboração do próprio autor.

5.4 Distribuições de queda de pressão.

Nas Figuras 45 a 52 comparam-se os perfis da queda de pressão do lado do ar calculados pelo presente modelo com os dados experimentais de Knabben (2010). Nessas figuras, observa-se que a queda de pressão do lado do ar ao longo do evaporador é pequena, variando de aproximadamente 7,5 Pa, nos instantes iniciais, até no máximo, aproximadamente, 30 Pa ao final de 4 horas. Observa-se que modelo é capaz de prever satisfatoriamente o aumento da queda de pressão causada pela formação de geada sobre a superfície do evaporador. Esse aumento de queda de pressão deve-se ao aumento da concentração de geada sobre os tubos e aletas, o que diminui o fluxo de ar e aumenta a área de contato.

Figura 45 - Distribuições de queda de pressão do ar: Teste 1.

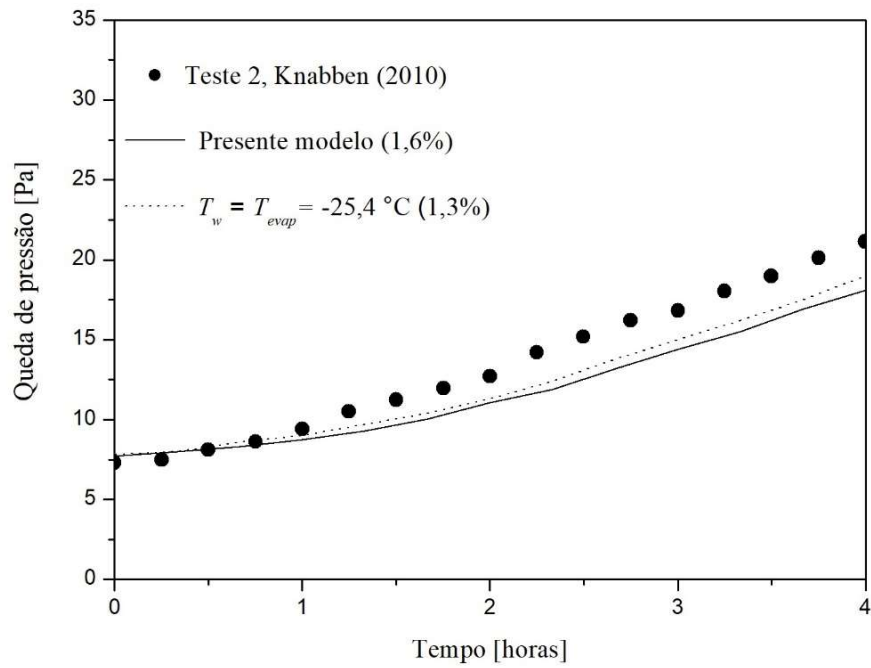


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os resultados do modelo simplificado, $T_w = T_{evap}$, também são apresentados nas Figuras 45 a 52 e mais uma vez, os resultados calculados pelos modelos completo e simplificado são praticamente os mesmos.

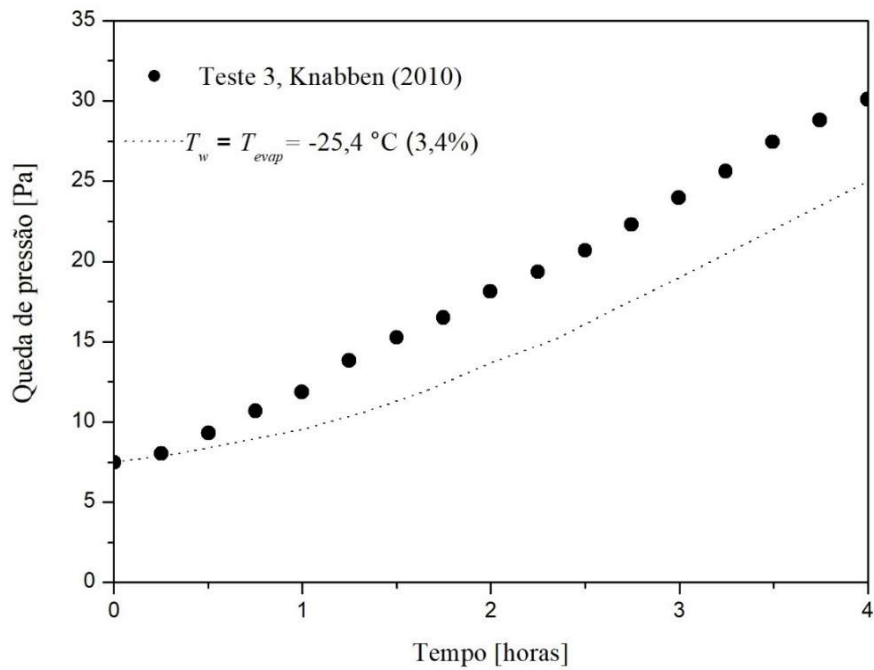
Na Figura 53 apresentam-se as comparações entre as quedas de pressão do lado do ar calculadas e medidas por Knabben (2010), para todos os testes realizados.

Figura 46 - Distribuições de queda de pressão do ar: Teste 2.



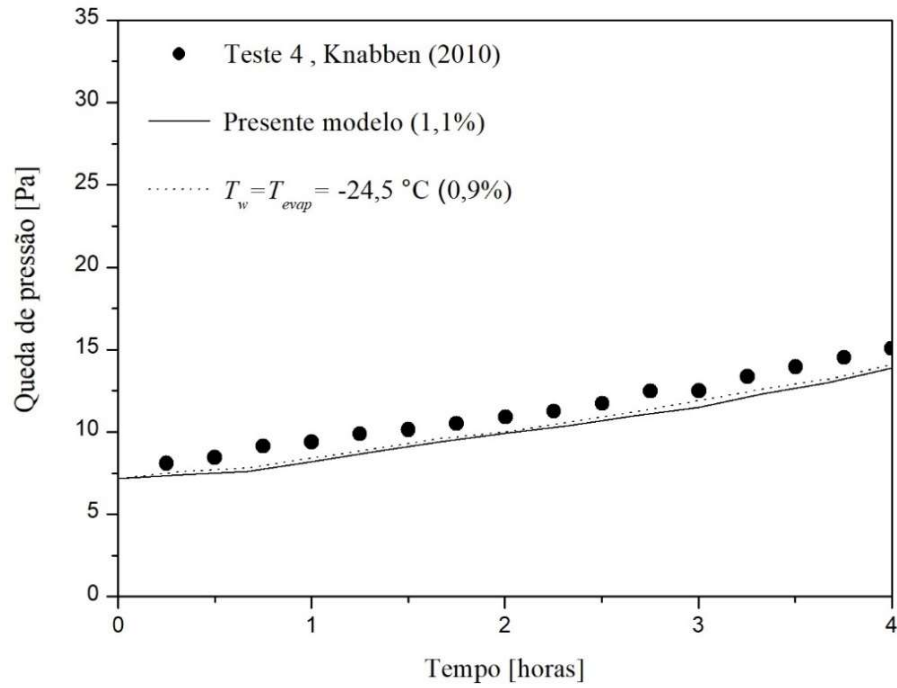
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 47 - Distribuições da queda de pressão do ar: Teste 3.



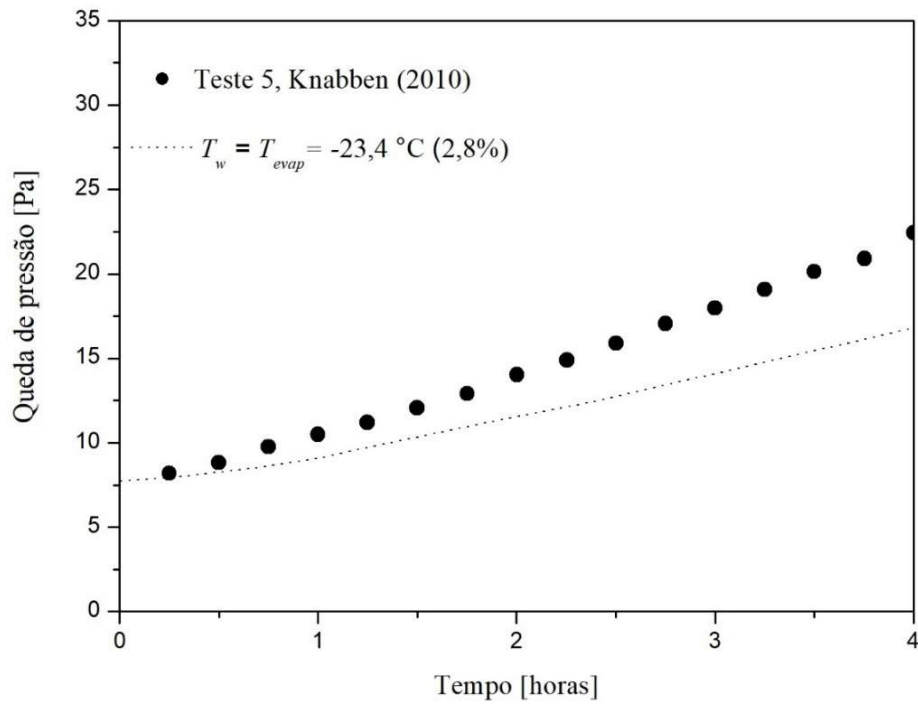
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 48 - Distribuições de queda de pressão do ar: Teste 4.



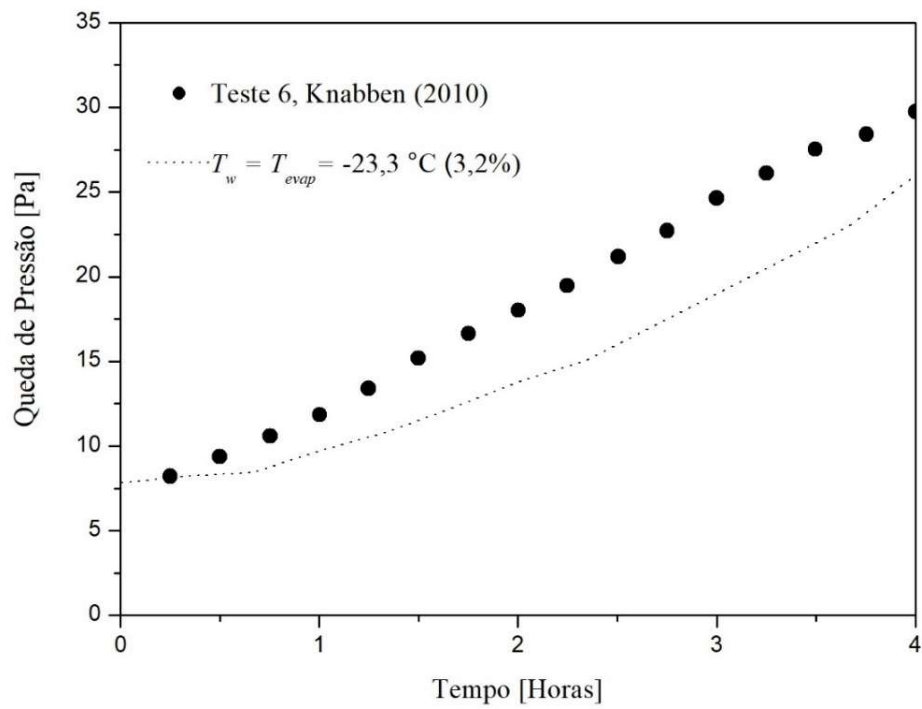
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 49 - Distribuições da queda de pressão do ar: Teste 5.



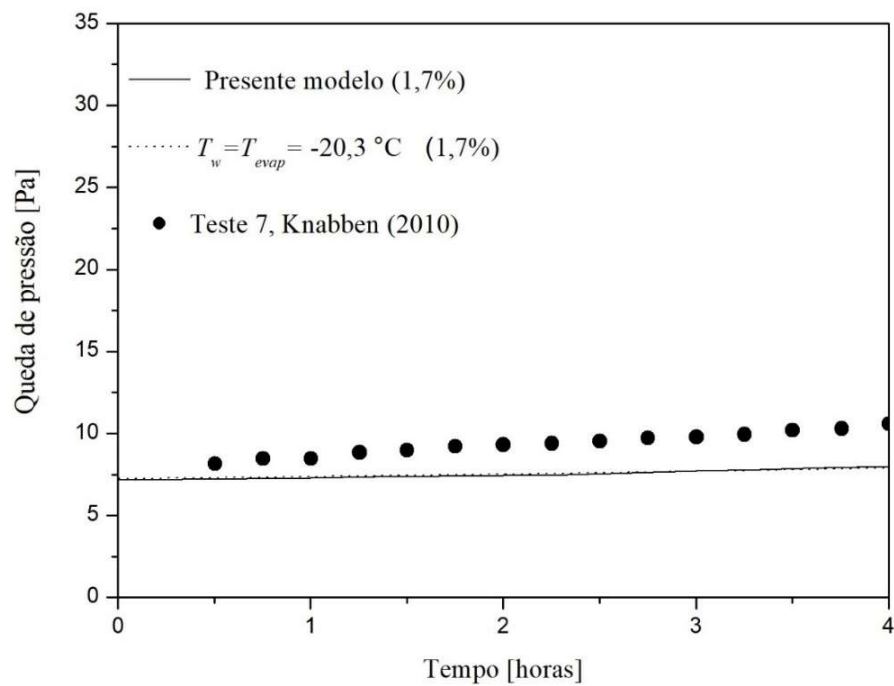
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 50 - Distribuições da queda de pressão do ar: Teste 6.



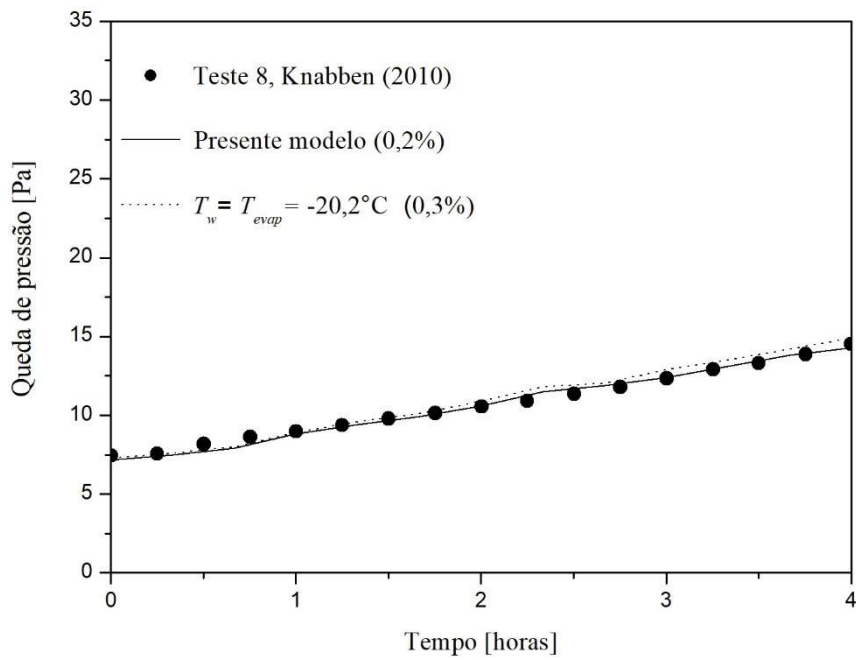
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 51 - Distribuições da queda de pressão do ar: Teste 7.



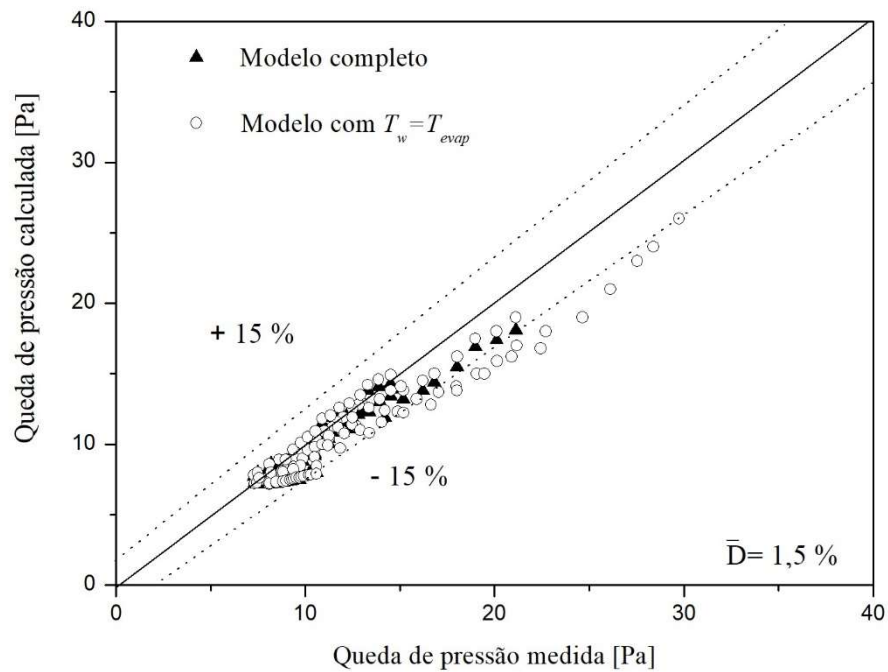
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 52 - Distribuições de queda de pressão do ar: Teste 8.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 53 - Comparação entre as quedas de pressão do ar calculadas e medidas por Knabben (2010).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Observa-se na Figura 53 que aproximadamente 72% dos valores de quedas de pressão do lado do ar calculados pelos modelos encontram-se na faixa de +15% a -15% em relação aos valores medidos e que o desvio absoluto médio foi de 1,5 %, considerando todos os testes realizados.

A Tabela 7 apresenta a comparação entre os valores da queda de pressão do lado do ar nos instantes iniciais e finais. Observa-se nessa tabela que o desvio relativo máximo em relação aos dados experimentais no início do teste foi de 11,1%, Teste 4 e 7, e de 25%, Teste 5, no final do teste. Isso demonstra a dificuldade de se calcular a queda de pressão do lado do ar e a necessidade de se avaliar alternativas à Equação (51) usada no presente modelo.

Tabela 7 – Comparação entre as queda de pressão do lado do ar [Pa].

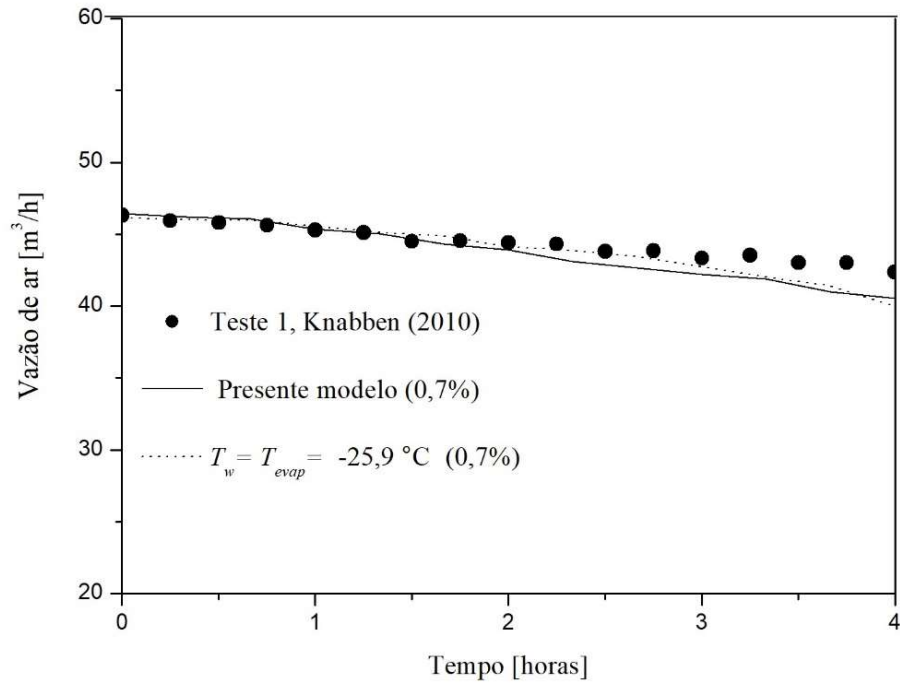
Teste	Experimental Início	Experimental Fim	Modelo completo Início	Modelo completo Fim	Desvio relativo (%) Início	Desvio relativo (%) Fim
1	7,3	12,9	7,2	12,4	1,4	3,9
2	7,3	21,1	7,7	18,1	-5,5	14,2
3	7,5	30,1	7,5	25,0	0,0	16,9
4	8,1	15,1	7,2	13,9	11,1	7,9
5	8,2	22,4	7,7	16,8	6,1	25,0
6	8,2	29,7	7,8	26,1	4,9	12,1
7	8,1	10,6	7,2	8,1	11,1	23,6
8	7,4	14,5	7,2	14,3	2,7	1,4

Fonte: Elaboração do próprio autor.

5.5 Distribuições de vazão de ar.

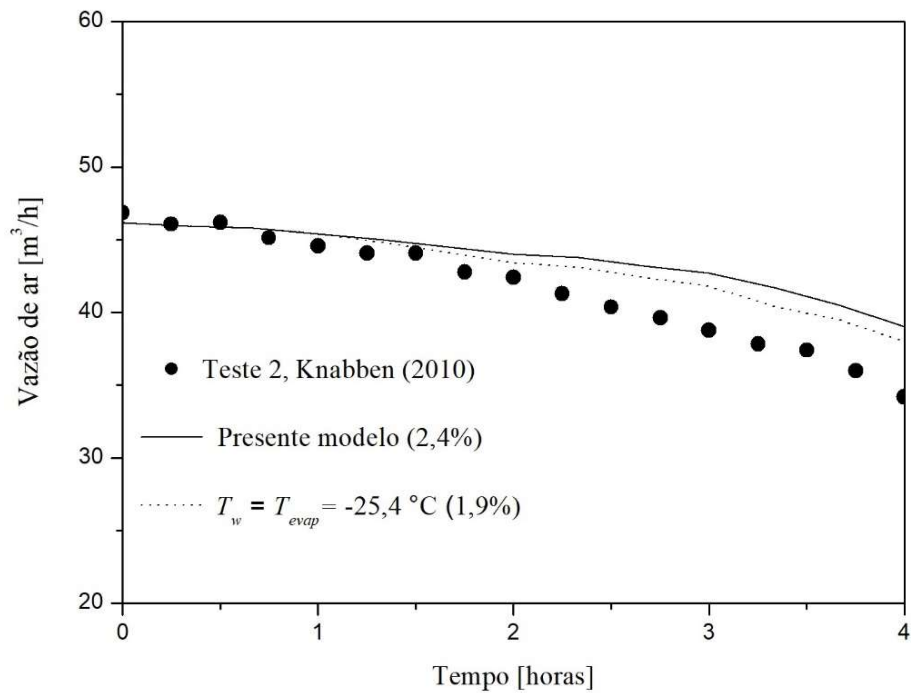
Os perfis de vazão de ar em função do tempo, calculados pelo presente modelo e medidos por Knabben (2010), são comparados nas Figuras 54 a 61, respectivamente, para os Testes 1 a 8. Observa-se que a vazão de ar diminui com o aumento da massa de geada sobre a superfície do evaporador durante o período de 4 horas. Mais uma vez, isso ocorre em razão da obstrução do escoamento do ar entre os tubos e aletas, devido a formação de geada sobre o evaporador.

Figura 54 - Distribuições de vazão ar: Teste 1.



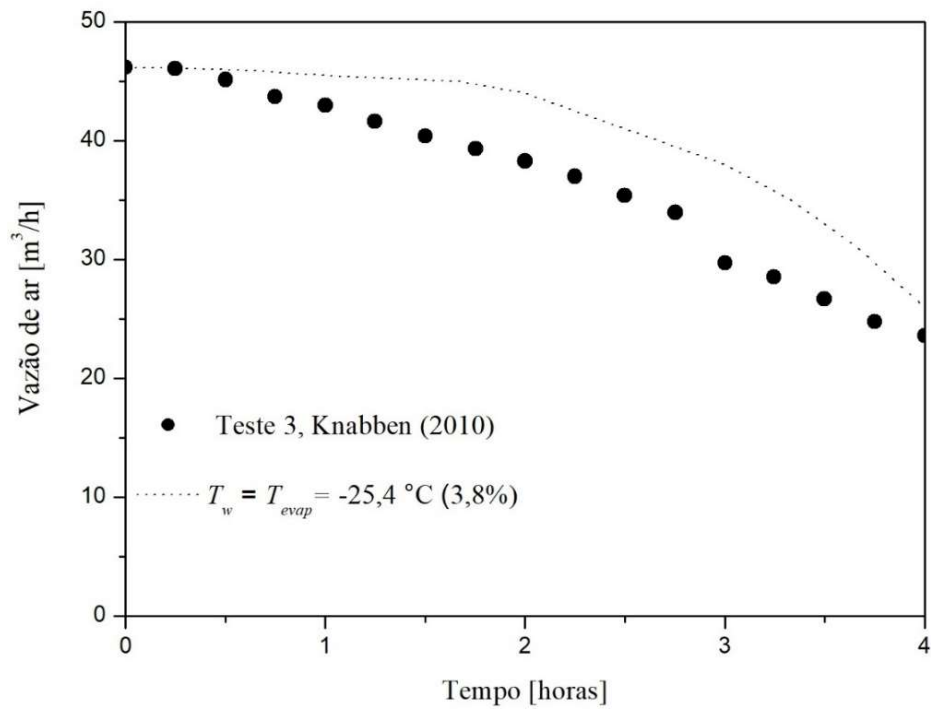
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 55 - Distribuições de vazão ar: Teste 2.



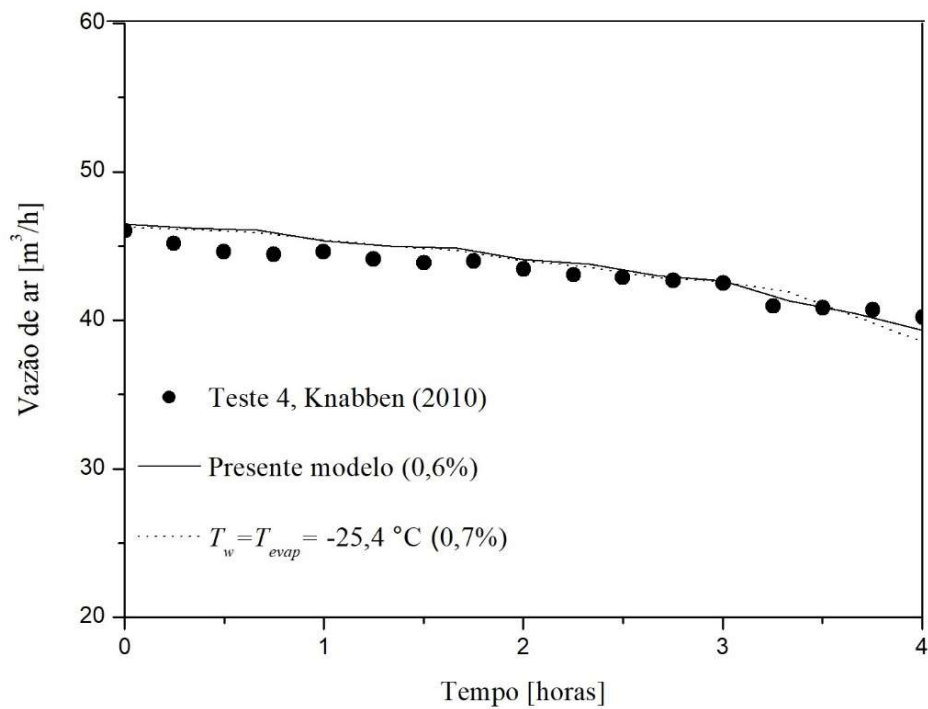
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 56 – Distribuições de vazão de ar: Teste 3.



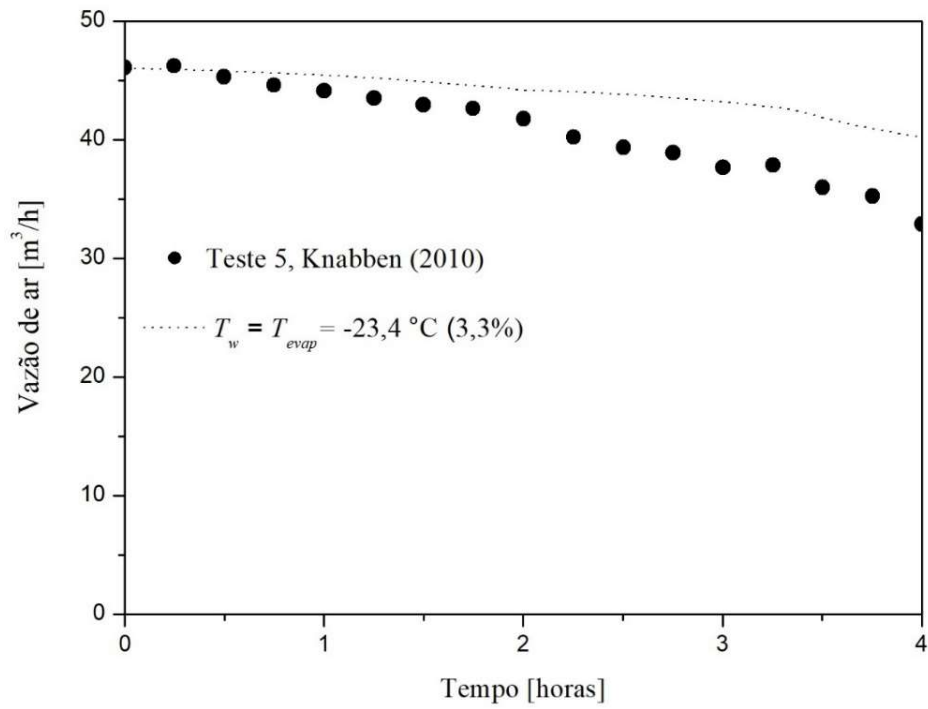
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 57 - Distribuições de vazão ar: Teste 4.



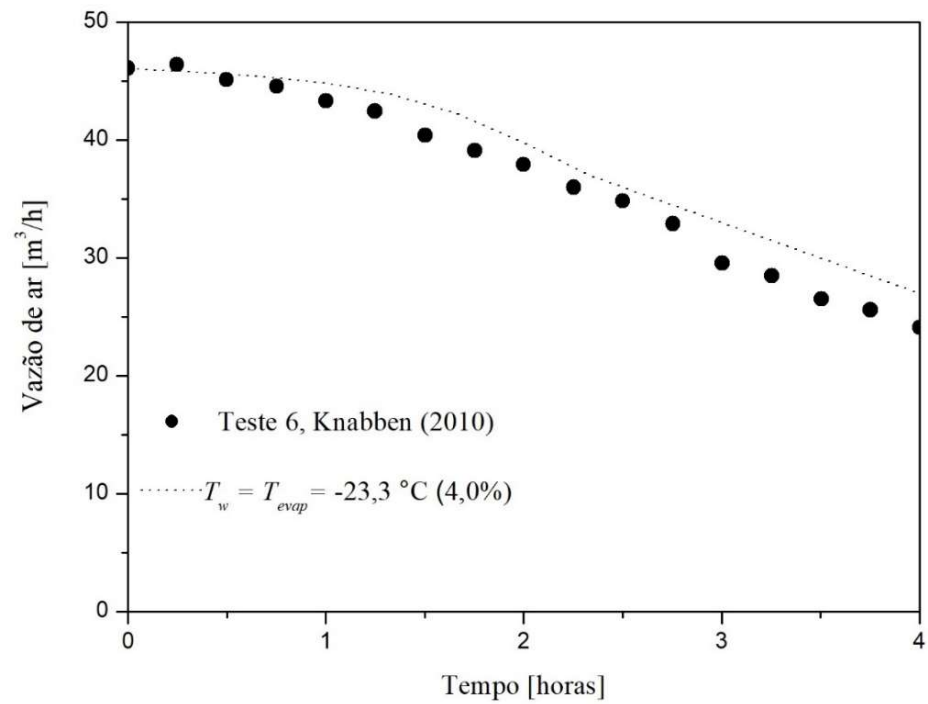
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 58 - Distribuições de vazão de ar: Teste 5.



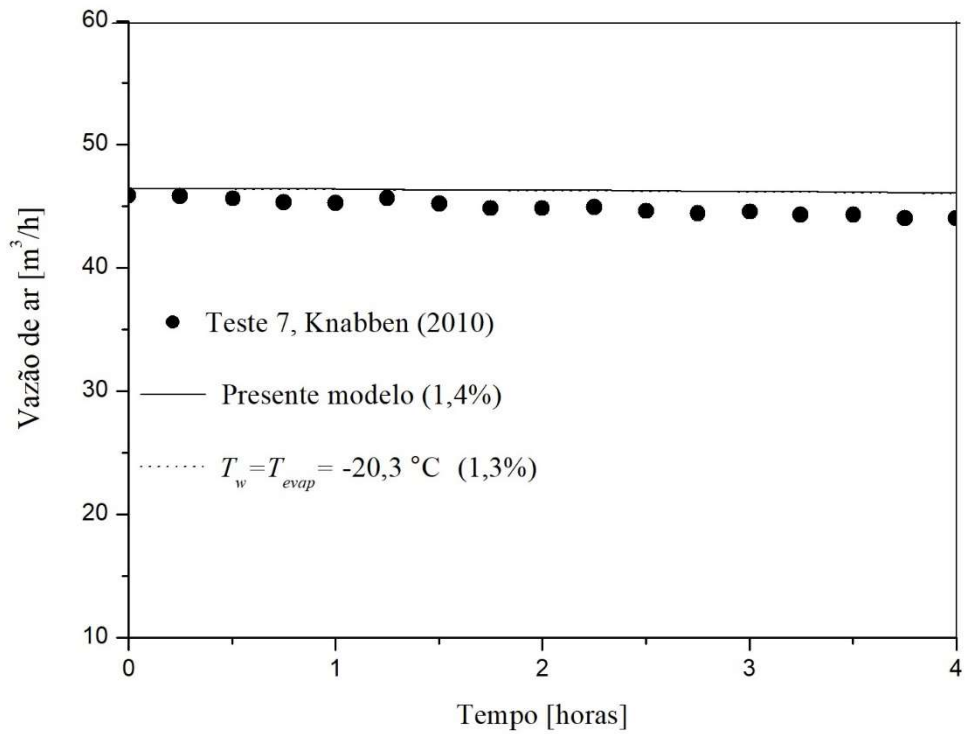
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 59 - Distribuições de vazão de ar: Teste 6.



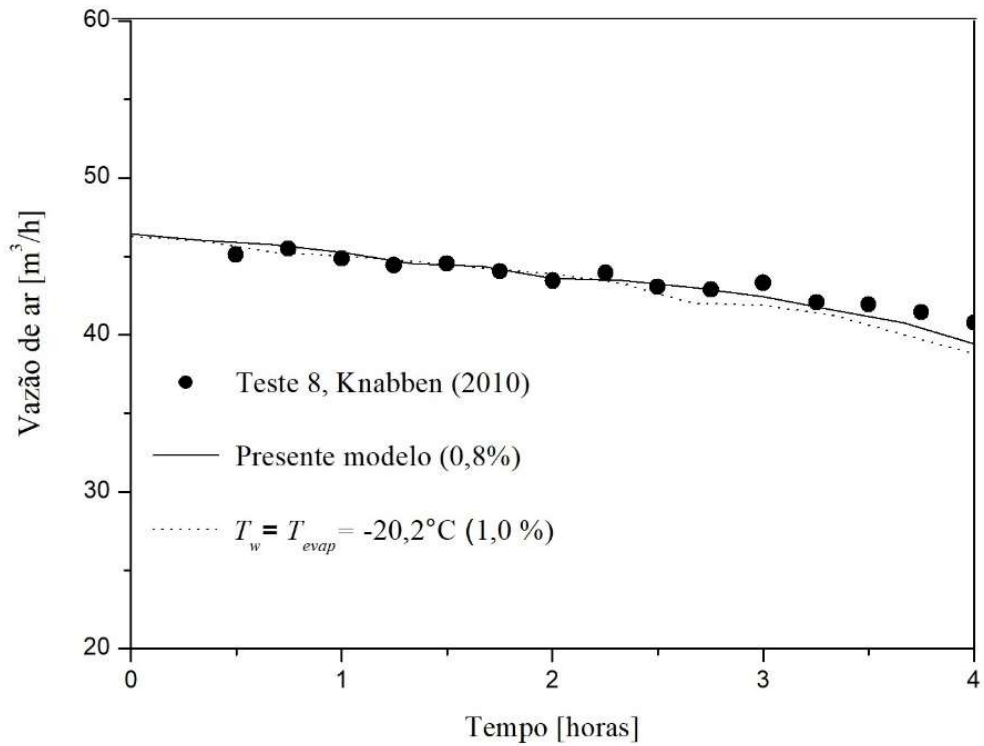
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 60 - Distribuições de vazão de ar: Teste 7.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 61 - Distribuições de vazão ar: Teste 8.

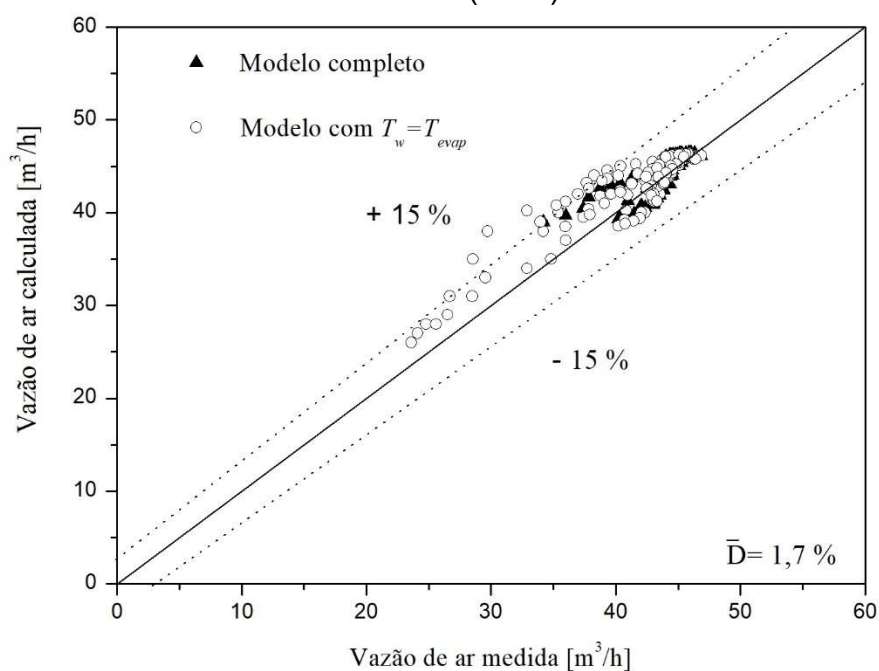


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Observa-se nas Figuras 54 a 61 que os resultados calculados pelo modelo seguem a mesma tendência e apresentam boa concordância com os dados experimentais obtidos por Knabben (2010), durante todo o período de 4 horas de teste. Os maiores desvios entre os resultados calculados e medidos ocorreram para os Testes 2, 3, 5 e 6, todos esses com umidades relativas do ar acima de 50% (Tabela 4). Para todos esses os resultados do modelo ficaram acima dos dados experimentais. Embora não simulando o escoamento do fluido refrigerante no evaporador e mantendo-se a temperatura das paredes de seus tubos constantes ($T_w = T_{evap} = cte$), o modelo simplificado é capaz de prever a queda de pressão comparada com os dados experimentais de Knabben (2010).

Na Figura 61 apresentam-se as comparações entre as vazões de ar calculadas e medidas por Knabben (2010), para todos os testes realizados.

Figura 61 - Comparação entre as vazões de ar calculadas e medidas por Knabben (2010).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Observa-se na Figura 61 que, aproximadamente, 90% dos valores das vazões de ar calculadas pelos modelos encontram-se na faixa de +15% a -15% em relação aos valores medidos. Observa-se também que o desvio absoluto médio foi de 1,7%, considerando todos os testes realizados.

A Tabela 8 apresenta a comparação entre os valores da vazão de ar nos instantes iniciais e finais. Nota-se que o desvio relativo máximo em relação aos dados experimentais no início do teste foi de -2,9% Teste 8 e de -22,2%, Teste 5, no final do teste.

Tabela 8 – Comparação entre as vazões de ar [m³/h].

Teste	Experimental Início	Experimental Fim	Modelo completo Início	Modelo completo Fim	Desvio relativo (%) Início	Desvio relativo (%) Fim
1	46,3	42,3	46,4	40,5	-0,2	4,3
2	46,8	34,2	46,1	39,1	1,5	-14,3
3	46,2	23,2	46,1	26,1	0,2	-12,5
4	46,0	40,2	46,4	39,3	-0,9	2,2
5	46,1	32,9	46,0	40,2	0,2	-22,2
6	46,1	24,1	46,0	27,1	0,2	-12,4
7	45,8	44,0	46,4	46,1	-1,3	-4,8
8	45,1	40,8	46,4	39,4	-2,9	3,4

Fonte: Elaboração do próprio autor.

6 CONCLUSÕES

Neste trabalho apresentou-se um modelo para analisar a influência do crescimento e do adensamento da camada de geada sobre o desempenho de evaporadores de tubo-aletado usados em refrigeradores *frost-free*. O modelo permite o cálculo dos parâmetros que definem o desempenho de um evaporador com formação de geada sobre sua superfície, conhecida sua geometria e condições de operação. Nesse modelo o escoamento do refrigerante no interior dos tubos é dividido em duas regiões: uma de escoamento bifásica líquido-vapor e uma de vapor superaquecido conforme o modelo de Pimenta (2015). Para analisar a formação e adensamento da camada de geada utiliza-se como base o modelo desenvolvido por Hermes *et al.* (2009).

As equações diferenciais do escoamento do refrigerante são discretizadas por integração numérica e com as equações da formação de geada são resolvidas iterativamente por substituições sucessivas.

Os resultados obtidos foram comparados com dados experimentais obtidos por Knabben (2010), para um evaporador de tubo aletado que usa o fluido refrigerante R134a como fluido de trabalho. Esse evaporador é comumente usado em refrigeradores *frost-free* do tipo *top-mont*. Dois modelos foram comparados. No primeiro, denominado modelo completo, resolvem-se as equações do escoamento do refrigerante, a equação de conservação de energia da parede dos tubos e as equações do modelo de análise da geada. No segundo, denominado modelo simplificado, as equações do refrigerante não são resolvidas, ou seja, considera-se que a temperatura da parede dos tubos seja igual à temperatura de evaporação do fluido, $T_w = T_{evap} = \text{cte}$.

Tais comparações foram realizadas em termos de capacidade de refrigeração, massa de geada, queda de pressão do lado do ar e vazão de ar e apresentaram boa concordância com os dados experimentais de Knabben (2010).

Para o modelo completo, considerando todos os testes realizados, ao longo de um período de 4 horas, durante o qual se avaliou a formação, crescimento e adensamento da camada de geada, os desvios absolutos médios entre os resultados calculados e os dados experimentais foram de: (i) 8,1 % para a capacidade de refrigeração do evaporador; (ii) 6,0 % para a massa de geada

formada; (iii) 1,0 % para a queda de pressão do lado do ar; (iv) 1,2 % para a vazão de ar.

Analogamente, para o modelo simplificado, considerando os mesmos testes realizados com o modelo completo, os desvios absolutos médios entre os resultados calculados e os dados experimentais foram de: (i) 9,3 % para a capacidade de refrigeração do evaporador; (ii) 6,4 % para a massa de geada; (iii) 1,7 % para a queda de pressão do lado do ar; (iv) 2,1 para a vazão de ar.

Para os casos analisados neste trabalho concluímos que o modelo do escoamento do fluido refrigerante influenciou pouco nos resultados obtidos, comparados aos obtidos pelo modelo simplificado. O erro de convergência do modelo completo, que impediu a obtenção dos resultados dos Testes 3, 5 e 6 até o final do período de 4 horas, precisará ser analisado com maior atenção futuramente. Testes adicionais ainda precisam ser realizados com outras configurações de evaporadores em outras condições de operação, para que possamos concluir definitivamente que, considerar a temperatura da superfície dos tubos constante e igual à temperatura de evaporação do fluido refrigerante, é uma hipótese que pode ser considerada no modelo.

Com base nessas conclusões e diante dos resultados obtidos até o momento, sugere-se:

- (i) Que o modelo seja testado para verificar a influência de diferentes correlações constitutivas, encontradas na literatura, para o cálculo dos fatores de atrito e dos coeficientes de transferência de calor ao longo das regiões bifásica e de vapor superaquecido;
- (ii) Melhorar o modelo do escoamento do lado do ar, procurando reduzir os desvios com os dados experimentais, principalmente os relativos a queda de pressão do ar;
- (iii) Analisar a influência, sobre o desempenho de evaporadores de tubos aletados com formação de geada sobre suas superfícies, de parâmetros como: vazão em massa do refrigerante, temperatura de entrada do refrigerante, umidade relativa do ar, vazão do ar, temperatura do ar no *freezer*, número de espaçamento das aletas.

REFERÊNCIAS

- BARBIERI, P. E. L. **Análise dinâmica de evaporadores de serpentina com tubos aletados**. 2001. 130 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2001.
- BARBOSA, J. R.; MELO, C.; HERMES, C. J. L. WALTRICH, P. J. Air-side heat transfer and pressure drop in tube-fin no-frost evaporators. **Applied Energy**, Oxford, v. 86, n. 9, p. 1484-1491, 2009.
- BUENO, S. S. **Modelagem do escoamento ao longo de evaporadores de serpentina com tubos aletados**. 2004. 149 f Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2004. Disponível em:
https://repositorio.unesp.br/bitstream/handle/11449/88893/bueno_ss_me_ilha.pdf?sequence=1&isAllowed=y. Acesso em: 09 out. 2019.
- CARRIER, W. H. **Apparatus for treating air**. U.S. Patent n. 808,897, 2/01/1906. Disponível em:
<https://docs.google.com/viewer?url=patentimages.storage.googleapis.com/pdfs/US808897.pdf>. Acesso em: 23 maio 2017.
- CHEN, H.; THOMAS, L.; BESANT, R. W. Fan supplied heat exchanger fin performance under frosting conditions. **International Journal of Refrigeration**, London, v. 26, n. 1, p. 140-149, 2003.
- DEPOSITPHOTOS. **Foto de condensação de água na garrafa** - Foto de phuchit.a@gmail.com, 2019. Disponível em:
<https://br.depositphotos.com/84152586/stock-photo-water-condensate.html>. Acesso em: 28 jun. 2019.
- FLETCHER, N. H. **Chemical physics of Ice**. Cambridge: Cambridge University Press, 1970.
- HAYASHI, Y.; AOKI, A.; ADASHI, S.; HORI, K. Study of frost properties correlating with frost formation types. **ASME Journal of Heat Transfer**, New York, v. 99, p. 239-245, 1977.
- HERMES, C. J. **Uma metodologia para simulação transiente de refrigeradores domésticos**. 2006. 273 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.
- HERMES, C. J. **Evaporator frosting fundamentals, modeling e design**. 2019. Escola de verão de refrigeração ERV – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2019.
- HERMES, C. J. L.; PIUCCO, R, O.; BARBOSA Jr., J. R.; MELO, C. A study of frost growth and densification on flat surfaces. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Philadelphia, v. 33, p.371-379, 2009.

- HUANG, J. M. *et al.* The effects of frost thickness on the heat transfer of finned tube heat exchanger subject to the combined influence of fan types. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 28, n. 7, p. 728-737, 2008.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014. 643 p.
- KAYS, W. M.; LONDON, A. L. **Compact heat exchangers**. New York: McGraw Hill, 1984.
- KNABBEN, F. T. **Um estudo IN-SITU da formação de geada em evaporadores no-frost**. 2010. 156 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/xmlui/bitstream/handle/123456789/94460/285895.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. acesso em: 09 out. 2019.
- KNABBEN, F. T.; HERMES, C. J. L.; MELO, C. In-situ study of frosting and defrosting processes in tube-fin evaporators of household refrigerating appliances. **International Journal of Refrigeration**, London, v. 34, n. 8, p. 2031-2041, 2011.
- LEMMON, E. W.; HUBER, M. L.; MCLINDER, M. O. **NIST reference fluid thermodynamic and transport properties database (REFPROP)**. NIST Standard Reference Database, Gaithersburg, v. 23, 2007. Disponível em: <https://www.nist.gov/programs-projects/reference-fluid-thermodynamic-and-transport-properties-database-refprop>. Acesso em: 09 out. 2019.
- LEE, H. L.; VENKATA, P.; SEUNGJIN, W. Information distortion in a supply chain: the bullwhip effect. **Management Science**, Catonsville, v. 43, n. 4, p. 546-558, 1997.
- LIANG, S. Y., LIU, M., WONG, T. N., NATHAN, G. K. Analytical study of evaporator coil in humid environment. **Applied Thermal Engineering**, Singapore, v. 19, n. 11, p. 1129-1145, 1999.
- LIU, Z.; ZHU, H.; WANG, H. Study on transient distributed model of frost on heat pump evaporator. **Journal of Asian Architecture and Building Engineering**, Tokyo, v. 4, n. 1, p. 265-270, 2005.
- NA, B.; WEBB, R. L. New model for frost growth rate. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 47, p. 925-936, 2004.
- O'NEAL, D. L. **The effects of frost formation on the performance of a parallel plate heat exchanger**. 1987. Thesis (Doctor Philosophy) - Department of Mechanical Engineering, Purdue University - West Lafayette-IN, USA, 1987. Disponível em: <https://search.proquest.com/docview/303248136>. Acesso em: 09 out. 2019.

OZKAN, D. B.; OZIL, E. Experimental study on the effect of frost parameters on domestic refrigerator finned tubes evaporator coils. **Applied Thermal the Engineering**, Oxford, v. 26, p. 2490-2493, 2006.

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

PAIQUERÊ/MK. **SIMEPAR prevê geadas em Londrina neste sábado**. 2017. Disponível em: <https://www.paiquere.com.br/tag/geada/>. Acesso em: 28 jun. 2019.

PIMENTA, P. H. N. **Modelo distribuído aplicado à análise de evaporadores do tipo tubo aletado**. 2015. 132 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2015. Disponível em: <https://repositorio.unesp.br/bitstream/handle/11449/127954/000847749.pdf?sequenc e=1&isAllowed=y>. Acesso em: 09 out. 2019.

PIUCCO, R. O. **Análise teórico-experimental da formação de geadas em refrigeradores domésticos**. 2008. 110 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/xmlui/handle/123456789/91289>. Acesso em: 09 out. 2019.

RIBEIRO, R. S.; HERMES, C. J. L. Algebraic modeling and thermodynamic design of fan-supplied tube-fin evaporators running under frosting conditions. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 70, n. 1, p. 552-559, 2014.

RITE, R. W.; CRAWFORD, R. R. The effect of frost accumulation on the performance of domestic refrigerator-freezer finned-tube evaporator coils. **ASHRAE Transactions**, Atlanta, v. 97, p. 428-437, 1991.

SÁNCHEZ, J. A. G.; BRUM, N. C. L. **Crescimento da camada de gelo em evaporadores**. 2002. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2002.

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**, London, v. 27, n. 4, 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**, London, v. 27, n. 4, p. 375-377, 2004b.

SILVA, D. L. **Análise da formação de gelo e geadas e seu efeito no desempenho termo-hidráulico de evaporadores do tipo tubo aletado**. 2012. 198 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012. Disponível em:

<https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/99238/307726.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Acesso em: 09 out. 2019.

SILVA, D. L.; HERMES, C. J. L; MELO, C. First-principles modeling of frost accumulation on fan-supplied tube-fin evaporators. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 31, p. 2616-2621, 2011a.

SILVA, D. L.; HERMES, C.J.L; MELO, C. Experimental study of frost accumulation on fan-supplied tube-fin evaporators. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 31, p. 1013-1020, 2011b.

SMALLWOOD, K. **Por que alguns cubos de gelo são cristalinos e outros turvos**. 2015. Disponível em: <https://gizmodo.uol.com.br/por-que-alguns-cubos-de-gelo-sao-cristalinos-e-outros-turvos/>. Acesso em: 28 jun. 2019.

STOECKER, W. F. How frost formation on coils affects refrigeration systems. **Refrigerating Engineering**, Atlanta, v. 65, n. 2, p. 42-46, 1957.

TAO, Y. X.; BESANT, R. W.; MAO, Y. Characteristics of frost growth on a flat plate during the early growth period. *In*: PROCEEDINGS OF THE ASHRAE TRANSACTIONS, 1993, CH-93-2-2, [s.l.]. **Conference of the [...]**. [S.l.]: [s.n.], 1993. p. 746-753. CH-93-2-2.

YANG, D. K.; LEE, K. S.; SONG, S. Modeling for predicting frosting behavior of a fin-tube heat exchanger. **International journal of heat and mass transfer**, Oxford, v. 49, n. 7-8, p. 1472-1479, 2006.

YE, H. Y.; PARK, J. S.; LEE, K. S. Critical operating conditions for prevention of frost formation in fin-tube heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 76, p. 279-285, 2014.

WU, X.; HU, S.; CHU, F. Experimental study of frost formation on cold surfaces with various fin layouts. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 95, p. 95-105, 2016.

WU, J.; OUYANG, G.; HOU, P.; XIAO, H. Experimental investigation of frost formation on a parallel flow evaporator. **Applied Energy**, Oxford, v. 88, n. 5, p. 1549-1556, 2011.

APÊNDICE A – EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS

A.1 Força de atrito

(i) escoamento monofásico

Na região de escoamento de vapor superaquecido a força de atrito por unidade de volume, F_z , é calculada por

$$F_z = \frac{f_{sp} G_r^2}{2d_i \rho_v} \quad (76)$$

na qual o fator de atrito monofásico, f , é calculado pela correlação de Churchill (1977), que abrange os regimes de escoamento laminar, de transição e turbulento, dada por

$$\left(\frac{f}{8}\right)^{12} = \left(\frac{8}{Re_e}\right)^{12} + \left\{ \left[2,457 \ln \left[\left(\frac{7}{Re_e}\right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon}{d} \right]^{-1} \right]^{16} + \left(\frac{37530}{Re_e}\right)^{16} \right\}^{-3/2} \quad (77)$$

na qual ε é a rugosidade da parede interna do tubo, $Re=[Gd_i/\mu_v]$ é o número de Reynolds e μ_v é a viscosidade dinâmica do vapor. A Equação (77) é válida para toda faixa de números de Reynolds e quaisquer valores de ε/d_i .

(ii) escoamento bifásico

A queda de pressão resultante do atrito nos escoamentos bifásicos, $F_z = (\partial p / \partial z)_F$ é frequentemente calculada em termos de multiplicadores bifásicos, como segue

$$\phi_l^2 = \frac{(\partial p / \partial z)_F}{(\partial p / \partial z)_{F,l}} \quad (78)$$

$$\phi_v^2 = \frac{(\partial p / \partial z)_F}{(\partial p / \partial z)_{F,v}} \quad (79)$$

$$\phi_{l_0}^2 = \frac{(\partial p / \partial z)_F}{(\partial p / \partial z)_{F,l_0}} \quad (80)$$

$$\phi_{v_0}^2 = \frac{(\partial p / \partial z)_F}{(\partial p / \partial z)_{F,v_0}} \quad (81)$$

nas quais os índices inferiores indicam:

l : o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de líquido à vazão em massa, $\dot{m}_l = \rho_u(1 - x)A$;

v : o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de vapor à vazão em massa $\dot{m}_v = \rho_u x A$;

l_0 : o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de líquido à vazão em massa total, $\dot{m}_r = \rho_u A$;

v_0 : o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de vapor à vazão em massa total $\dot{m}_r = \rho_u A$.

Nas correlações para o cálculo dos multiplicadores bifásicos, são frequentemente utilizados o parâmetro adimensional de Martinelli, X^2 , definido por

$$X^2 = \frac{\phi_v^2}{\phi_l^2} = \frac{(\partial p / \partial z)_{F,l}}{(\partial p / \partial z)_{F,v}} \quad (82)$$

e o parâmetro adimensional de Chisholm, Y^2 , definido por

$$Y^2 = \frac{\phi_{l_0}^2}{\phi_{v_0}^2} = \frac{(\partial p / \partial z)_{F,v_0}}{(\partial p / \partial z)_{F,l_0}} \quad (83)$$

nas quais X e Y são funções das propriedades físicas do fluido e do título da mistura.

Os gradientes de pressão apresentados nos parâmetros X e Y são dados por

$$\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{F,l} = \frac{f_l G_r^2 x^2}{2d_i \rho_l} \quad (84)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{F,v} = \frac{f_v G_r^2 x^2}{2d_i \rho_v} \quad (85)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{F,lo} = \frac{f_{lo} G_r^2}{2d_i \rho_l} \quad (86)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{F,vo} = \frac{f_{vo} G_r^2}{2d_i \rho_l} \quad (87)$$

nas quais $G_r = \rho u$ é o fluxo de massa do refrigerante e os fatores de atrito, f , podem ser calculados utilizando-se a Equação (76).

Os números de Reynolds são dados por

$$R_{e,l} = \frac{G_r d_i (1-x)}{\mu_l} \quad (88)$$

$$R_{e,v} = \frac{G_r d_i x}{\mu_v} \quad (89)$$

$$R_{e,lo} = \frac{G_r d_i}{\mu_l} \quad (90)$$

$$R_{e,v} = \frac{G_r d_i}{\mu_v} \quad (91)$$

nas quais μ_l e μ_v são, respectivamente, a viscosidade dinâmica do líquido e do vapor.

Um grande número de correlações para o cálculo da queda de pressão em escoamentos bifásicos é encontrado na literatura. Frequentemente, a justificativa física para o uso de tais correlações é obscura e muitas delas podem ser consideradas um simples ajuste. Uma dessas correlações é a de Paliwoda (1989), na qual a força F_z é calculada diretamente como

$$F_z = \left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_F = \left\{ \left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{F,l} + 2 \left[\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{F,v} - \left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{F,l} \right] x \right\} (1-x)^{1/3} + \left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{F,v} x^3 \quad (92)$$

nas quais $(\partial p/\partial z)_{F,l}$ e $(\partial p/\partial z)_{F,v}$ são calculados respectivamente, pelas Equações (84) e (85).

A.2 Coeficiente de Transferência de calor – Fluido Refrigerante

(i) Escoamento monofásico

Na região monofásica do escoamento utiliza-se a correlação de Dittus-Boelter (1930), dada por

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^n \quad (93)$$

na qual n é igual a 0,4 no caso de aquecimento e igual a 0,3 no caso de resfriamento e os números de Nusselt, Prandtl e Reynolds são dados, respectivamente, por

$$Nu = \frac{h_{rv} d_i}{k_v} \quad (94)$$

$$Pr = \frac{\mu_v c_{p,v}}{k_v} \quad (95)$$

$$Re = \frac{G_r d_i}{\mu_v} \quad (96)$$

A Equação (93) é válida para as faixas $0,7 < Pr < 160$, $Re \geq 10.000$ e $(L/d_i) \geq 10$, na qual L é o comprimento do tubo e todas as propriedades devem ser calculadas na temperatura de mistura.

(ii) Escoamento bifásico

Na região bifásica adota-se a correlação de Jung e Radermacher (1991),

$$h_{rlv} = F_{JR} h_{rv} + Su_{JR} h_{sa} \quad (97)$$

na qual o coeficiente de transferência de calor monofásico, h_{rv} , é calculado pela correlação de Dittus e Boelter (1930), Equação (93), F_{JR} é o fator intensificador de convecção, Su_{JR} é o fator de supressão de bolhas, dados, respectivamente,

$$F_{JR} = 2,37 \left(0,27 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,85} \quad (98)$$

$$Su_{JR} = 4048 X_{tt}^{1,22} B_o^{1,13} \quad \text{para } X_{tt} \leq 1 \quad (99)$$

$$Su_{JR} = 2 - 0,1 X_{tt}^{-0,28} B_o^{-0,33} \quad \text{para } 1 \leq X_{tt} \leq 5 \quad (100)$$

$$B_o = \frac{q''_{wr}}{\lambda_{lv} G_r} \quad (101)$$

na qual, B_o é o número de ebulição e λ_{lv} é a entalpia de evaporação.

Na Equação (97), h_{sa} é o coeficiente de transferência de calor da ebulição nucleada, calculado pela correlação de Stephan e Abdelsalam (1980), dado por

$$h_{sa} = 207 \frac{k_l}{B_d} \left(\frac{q''_{wr} B_d}{k_l T_{sat}} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} Pr_l^{0,533} \quad (102)$$

$$B_d = 0,0146 \beta \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} \quad (103)$$

na qual $\beta=45^\circ$ é o ângulo de contato, σ é a tensão superficial e g é a aceleração da gravidade.

A.3 Coeficiente de Transferência de Calor – Ar

Neste caso, adota-se a correlação de McQuiston (1981), para o fator de transferência de calor de Colburn considerando evaporadores com quatro fileiras, dada por

$$J_4 = 0,0014 + 0,2618 (JP)(JS) \quad (104)$$

na qual os parâmetros JP e JS são, respectivamente, dados por

$$JP = Re^{-0,4} \left(\frac{A_o}{A_p} \right)^{-0,15} \quad (105)$$

$$JS = [0,95 + 4 \cdot 10^{-5} Re_s^{1,25}] FS^2 \quad (106)$$

nas quais A_o é a área total de transferência de calor do lado do ar, A_p é a área do tubo sem aletas, o parâmetro $FS = S_f / (S_f - Y_f)$, Re_d e Re_s são, respectivamente, o

número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico e o número de Reynolds baseado no espaçamento entre aletas, dados por

$$Re_d = \frac{G_a D_h}{\mu_a} \quad (107)$$

$$Re_s = \frac{G_a S_f}{\mu_a} \quad (108)$$

nas quais μ_a é a viscosidade dinâmica do ar e D_h é o diâmetro hidráulico, dado por

$$D_h = \frac{4A_a W_{evap}}{A_o} \quad (109)$$

na qual W_{evap} é a largura do evaporador e A_a é a área do escoamento de ar.

O parâmetro JS foi introduzido na correlação para considerar o efeito de desumidificação. Para os casos nos quais a temperatura da superfície é superior à temperatura do ponto de orvalho do ar, o parâmetro JS é dado por

$$JS = 0,84 + 4 \cdot 10^{-5} Re_s^{1,25} \quad (110)$$

A Equação (104) é válida somente para evaporadores com quatro fileiras de tubos. Entretanto uma extrapolação proposta por McQuiston (1981), possibilita utilizá-la para evaporadores que possuem um número superior de fileiras. Essa extrapolação é dada por

$$\frac{J_n}{J_4} = \frac{(1 - 1280 N_{tr} Re_h^{-1,2})}{(1 - 5120 Re_h^{-1,2})} \quad (111)$$

na qual J_n é o fator de transferência de calor de Colburn para um evaporador com n fileiras, N_{tr} é o número de tubos na direção do escoamento de ar e o número de Reynolds baseado no espaçamento longitudinal dos tubos é

$$Re_h = \frac{G_a \left(\frac{W_{evap}}{N_{tr}} \right)}{\mu_a} \quad (112)$$

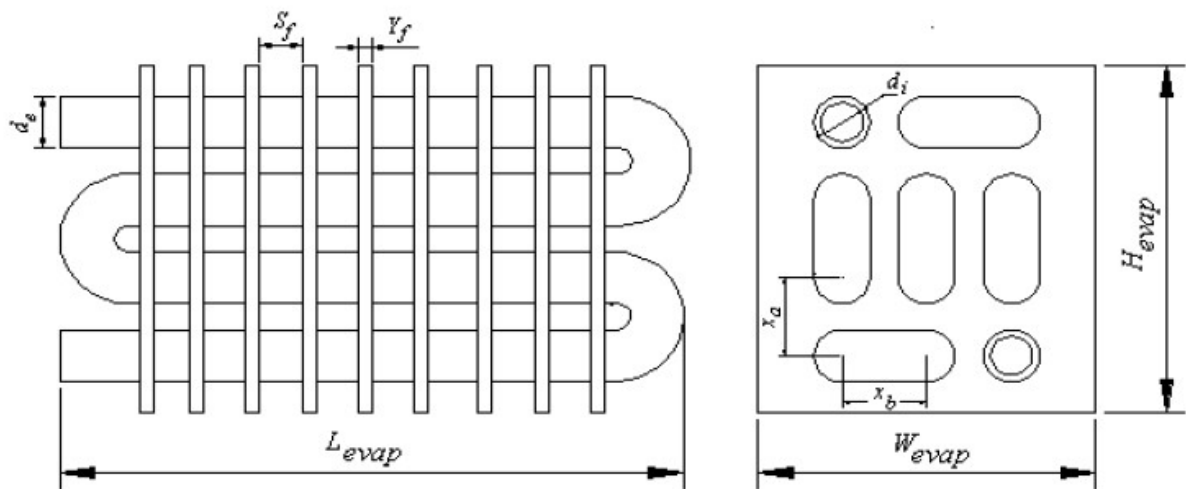
Dessa forma o fator de transferência de calor de Colburn para o ar, $ja = jn$, é calculado pela Equação (112) e os coeficientes de transferência de calor para o escoamento do ar sobre as superfície seca e dos tubos é, então, dados por

$$h_{a,se} = \frac{J_n c_{p,a} G_a}{Pr^{0,66}} \quad (113)$$

APÊNDICE B - PARAMETROS GEOMÉTRICOS DO EVAPORADOR

Neste apêndice são apresentados os parâmetros geométricos do evaporador, Figura 55, necessários para resolver as equações do fluido refrigerante e do modelo da formação da geada.

Figura 62 - Parâmetros geométricos do evaporador de tubo-aletado.



Fonte: Bueno (2004)

Tais áreas são:

a) Área da seção transversal do tubo (A_{tub}):

$$A_{tub} = \frac{\pi d_e}{4} \quad (114)$$

na qual d_e é o diâmetro externo do tubo.

b) Área das aletas (A_{fin}):

$$A_{fin} = N_f \left[2(W_{evp}H_{evap}) - \frac{N_t \pi d_e}{2} + 2Y_f(W_{evp}H_{evap}) \right] \quad (115)$$

na qual N_f é o número de aletas do evaporador, $N_t = N_r N_{tr}$ é o número total de tubos do evaporador, N_r é o número de circuitos do evaporador e N_{tr} é o número de circuitos/tubo no evaporador.

c) *Área dos tubos entre as aletas (A_{tf}):*

$$A_{tf} = \frac{N_t L_{evap} \pi d_e S_f}{S_f + Y_f} \quad (116)$$

na qual L_{evap} é o comprimento do trecho reto do evaporador, S_f é o espaçamento entre as aletas e Y_f é a espessura da aleta.

d) *Área dos tubos sem as aletas (A_p):*

$$A_p = N_t L_{evap} \pi d_e \quad (117)$$

e) *Área total de transferência de calor (A_o):*

$$A_o = A_{fin} + A_{tf} \quad (118)$$

f) *Área de escoamento do ar (A_a):*

$$A_a = (L_{evap} W_{evap}) - [(\pi d_e L_{evap}) - (W_{evap} Y_f N_f)] \quad (119)$$

g) *Perímetro interno do tubo (P_i):*

$$P_i = \pi d_i \quad (120)$$

na qual d_i é o diâmetro interno do tubo.

h) *Perímetro externo do tubo não coberta pelas aletas (P_r):*

$$P_r = \frac{\pi d_e S_f}{S_f + Y_f} \quad (121)$$

i) *Área da superfície da aleta por unidade de comprimento (P_f):*

$$P_f = \frac{2}{S_f + Y_f} \left[W_{evap} \left(\frac{H_{evap}}{N_{tr}} \right) - \frac{\pi d^2}{4} \right] + \frac{2}{S_f + Y_f} \left[W_{evap} \left(\frac{H_{evap}}{N_{tr}} \right) \right] \quad (122)$$

j) *Perímetro total de transferência de calor (P_t):*

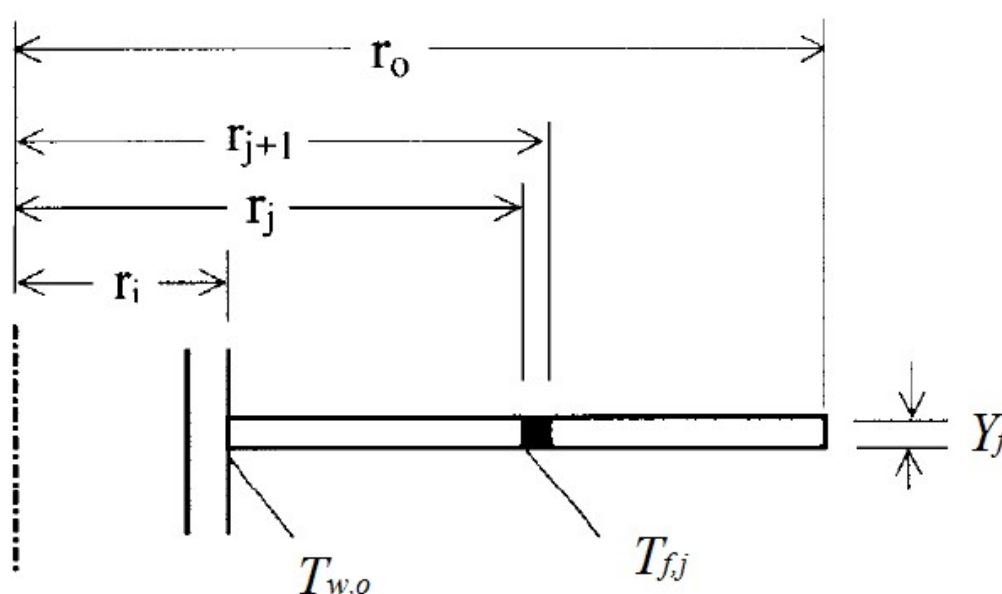
$$P_t = P_r + P_f \eta_f \quad (123)$$

na qual η_f é eficiência da aleta.

APÊNDICE C – CÁLCULO DA EFICIÊNCIA DAS ALETAS

Para calcular a eficiência η_f utiliza-se o mesmo procedimento adotados por Liang *et al.* (1999) no qual as aletas são consideradas circulares, como mostrado esquematicamente na Figura 56 e calcula-se a distribuição de temperatura ao longo dessas aletas.

Figura 63 - Esquema de uma aleta circular.



Fonte: Adaptado de Liang *et al.* (1999)

Considerando aletas com superfícies molhadas, a equação da difusão de calor a ser resolvida é dada por

$$r \frac{d^2 T_f}{dr^2} + \frac{dT_f}{dr} + \frac{2rU_{aw}}{K_f Y_f} [(T_a - T_f) + h_m(W_a - W_{a,f})] = 0 \quad (124)$$

nas quais T_f é a temperatura da aleta, Y_f é a espessura da aleta e $W_{a,f}$ é a umidade absoluta do ar saturado na temperatura da aleta.

Para obter a solução da Equação (124) utiliza-se as condições de contorno dadas por

$$T_f(r_i) = T_{w,0} \quad (125)$$

$$\frac{dT_f(r_0)}{dr} = 0 \quad (126)$$

na qual T_w é a temperatura da parede do tubo na base da aleta.

A solução numérica da Equação (124), sujeita as condições de contorno dadas pelas Equações (125) e (126), foi obtida pelo método de Runge-Kutta de quarta ordem. Obtida a distribuição de temperatura ao longo das aletas, sua eficiência é calculada por (LIANG *et al.* 1999)

$$\eta_f = \frac{\sum_{j=1}^n [U_{aw}(T_a - T_{f,j}) + h_m i_{sv}(W_a - W_{a,f,j})](r_{j+1}^2 - r_j^2)}{[U_{aw}(T_a - T_w) + h_m i_{sv}(W_a - W_w)](r_0^2 - r_i^2)} \quad (127)$$