

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

RAFAEL SIMÕES RIBEIRO

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE EVAPORADORES TUBO-ALETA OPERANDO
EM CONDIÇÕES DE FORMAÇÃO DE GEADA**

CURITIBA

2016

RAFAEL SIMÕES RIBEIRO

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE EVAPORADORES TUBO-ALETA OPERANDO
EM CONDIÇÕES DE FORMAÇÃO DE GEADA**

Dissertação de mestrado submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná como requisito para a obtenção do grau de mestre em Engenharia Mecânica, na área de concentração de Fenômenos de Transporte e Engenharia Térmica

Orientador: Prof. Dr. Christian J. L. Hermes

CURITIBA

2016

R484a

Ribeiro, Rafael Simões

Análise termodinâmica de evaporadores tubo-aleta operando em condições de formação de geada / Rafael Simões Ribeiro. – Curitiba, 2016. 109 f. : il. color. ; 30 cm.

Dissertação - Universidade Federal do Paraná, Setor de Setor de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2016.

Orientador: Christian J. L. Hermes.

1. Mecânica. 2. Termodinâmica. 3. Evaporadores. I. Universidade Federal do Paraná. II. Hermes, Christian J. L. III. Título.

CDD: 621.4021



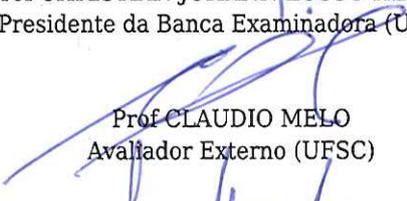
MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
Setor TECNOLOGIA
Programa de Pós Graduação em ENGENHARIA MECÂNICA
Código CAPES: 40001016040P5

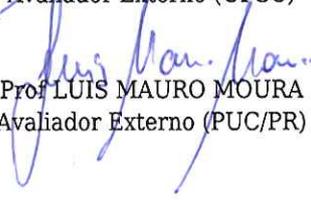
TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em ENGENHARIA MECÂNICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da Dissertação de Mestrado de **RAFAEL SIMOES RIBEIRO**, intitulada: "**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE EVAPORADORES TUBO-ALETA OPERANDO EM CONDIÇÕES DE FORMAÇÃO DE GEADA**", após terem inquirido o aluno e realizado a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua aprovação.

Curitiba, 02 de Setembro de 2016.


Prof CHRISTIAN JOHANN LOSSO HERMES
Presidente da Banca Examinadora (UFPR)


Prof CLAUDIO MELO
Avaliador Externo (UFSC)


Prof LUIS MAURO MOURA
Avaliador Externo (PUC/PR)

AGRADECIMENTOS

A meus pais, pela formação, apoio e amor incondicionais. Ao meu irmão, pelo incentivo e direcionamento.

Ao professor Christian, pela orientação e pelos ensinamentos de grande valor transmitidos durante toda minha formação na área de engenharia térmica e fenômenos de transporte. Igualmente, pelas oportunidades compartilhadas e pela amizade adquirida ao longo dessa jornada.

Aos demais professores, amigos e colegas que contribuíram de forma positiva ao longo da minha vida acadêmica.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PGMEC), à Universidade Federal do Paraná e à sociedade brasileira, pela oportunidade de uma formação de qualidade.

Je vole car cela libère mon esprit de la tyrannie des choses insignifiantes

Antoine de Saint-Exupéry

RESUMO

Evaporadores tubo-aleta são utilizados em sistemas de refrigeração nos quais há condições favoráveis para a formação de geada, como temperaturas de evaporação abaixo de 0°C e graus de super-resfriamento acima de 5°C . Em tais condições as características do escoamento e da transferência de calor são diferentes para cada região do evaporador, de forma que a distribuição de aletas e a razão de aspecto afetam o comportamento térmico e hidráulico deste componente. O presente estudo busca a otimização da geometria de um evaporador tubo-aleta com base na termodinâmica, levando em consideração os processos de formação de geada, de degelo e um modelo de gabinete refrigerado operando de forma cíclica. Para tal, um modelo totalmente algébrico foi desenvolvido para simular o comportamento termo-hidráulico de evaporadores tubo-aleta operando em condições favoráveis à formação de geada em um gabinete refrigerado sujeito ao processo de degelo. O modelo de formação de geada foi calibrado e validado contra dados experimentais obtidos na literatura. A taxa de geração de entropia e o consumo energético foram adotadas como funções objetivo de minimização no processo de determinação de configurações geométricas ótimas para o evaporador. Concluiu-se que a definição de restrições de projeto representa um fator crítico para a definição de geometrias ótimas, sendo predominantemente robustas as geometrias que provocam condições de maior eficiência.

Palavras-chave: análise termodinâmica, evaporador tubo-aleta, formação de geada e degelo, termodinâmica irreversível

ABSTRACT

Tube-fin evaporators are used in refrigeration systems which frost formation conditions are likely, such as evaporation temperatures below 0°C and super cooling degrees above 5°C. In such conditions, the airflow and heat transfer behaviors are different for each region of the evaporator in such a fashion that the fin distribution and the aspect ratio change the thermal-hydraulic behavior for this component. This study search for an optimization path of a tube-fin evaporator's geometry based on thermodynamics, taking in consideration the process of frost formation, defrost and a refrigeration cabinet model with cycling operation. For this, a fully algebraic model was developed to simulate the thermal-hydraulic behavior of tube-fin evaporators operating under frost formation conditions in a refrigerated cabinet subjected to defrosting process. The frost formation model was calibrated and validated against experimental data obtained in the literature. The entropy generation rate and the energy consumption were adopted as the minimization function in the process of finding optimal geometrical configurations for the evaporator. The conclusion is that the definition of project's constraints represents a key factor for the definition of optimal geometries; the ones with higher efficiency are mainly robust (low aspect ratio).

Keywords: thermodynamics analysis, tube-fin evaporators, frost formation and defrost, irreversible thermodynamics

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Formação de geada em evaporadores	17
Figura 2 – Quantidade de publicações anuais no portal <i>Science Direct</i> considerando as palavras-chave “ <i>tube fin evaporators</i> ” e “ <i>frost</i> ”.	18
Figura 3 – Representação de um circuito térmico para uma superfície de troca de calor (adaptado de Reynolds e Perkins, 1977).	26
Figura 4 – Perfis de temperatura ao longo do evaporador	27
Figura 5 – Representação esquemática da geometria de um evaporador típico de aplicação em refrigeração comercial.	29
Figura 6 – Representação de uma cervejeira comercial típica	30
Figura 7 – Representação esquemática do evaporador como volume de controle	31
Figura 8 – Fatores f e j para geometria 8.0-3/8T (Kays & London, 1984)	34
Figura 9 – Curva do ventilador empregado	35
Figura 10 – Taxa de geração de entropia para $N_{fin} = 103$ e N_{lo} e N_{tr} variáveis	36
Figura 11 – Possibilidades de variações geométricas mantendo altura e volume fixos	37
Figura 12 – Taxa de geração de entropia para altura e volume fixos	38
Figura 13 – Variação da taxa de geração de entropia com o número de aletas	38
Figura 14 – Variação do número de Reynolds para altura e volume fixos	39
Figura 15 – Variação da perda de carga para altura e volume fixos	39
Figura 16 – Variação da vazão de ar insuflada pelo ventilador para altura e volume fixos	40
Figura 17 – Diagrama de fase da água	42
Figura 18 – Diferença entre gelo (a) e geada (b)	43
Figura 19 – Alterações geométricas decorrentes da presença da camada de geada (adaptado de Silva <i>et al.</i> , 2011)	44
Figura 20 – Representação do modelo de formação de geada (adaptado de Hermes <i>et al.</i> , 2009)	46
Figura 21 – Perfil de umidade e condições de contorno (adaptado de Hermes <i>et al.</i> , 2009)	47
Figura 22 – Perfil de temperatura e condições de contorno (adaptado de Hermes <i>et al.</i> , 2009)	49

Figura 23 – Balanços de massa, energia e quantidade de movimento no evaporador	53
Figura 24 – Algoritmo de solução do modelo de evaporador com formação de geada	55
Figura 25 – Validação do modelo analítico de formação de geada em placas planas (Hermes, 2012)	56
Figura 26 – Comparação entre resultados do modelo e experimentais (Silva et. al, 2011) para a taxa de calor total do evaporador	58
Figura 27 – Comparação entre resultados do modelo e experimentais (Silva et. al, 2011) para a vazão de ar insuflado	59
Figura 28 – Evolução da taxa de transferência de calor total para três condições de aletamento	60
Figura 29 – Evolução da vazão de ar insuflado para três condições de aletamento	61
Figura 30 – Crescimento de geada para três condições de aletamento	61
Figura 31 – Temperatura da superfície da geada para três condições de aletamento	62
Figura 32 – Evolução da taxa de geração de entropia para três condições de aletamento	63
Figura 33 – Componentes da taxa de geração de entropia para 103 aletas	63
Figura 34 – Variação da taxa de geração de entropia com a razão de aspecto para 103 aletas	64
Figura 35 – Temperatura média de evaporação e vazão de ar insuflado para diferentes razões de aspecto	65
Figura 36 – Tempo de operação até 70% de bloqueio para diferentes razões de aspecto	65
Figura 37 – Variação da geração de entropia para volume e altura fixos	66
Figura 38 – Variação da taxa de geração de entropia com o número de aletas para volume e altura fixos	66
Figura 39 – Variação da geração de entropia com o número de fileiras de tubos longitudinais para volume e altura fixos	67
Figura 40 – Componentes de um sistema de refrigeração com trocador de calor interno	69
Figura 41 – Processo de compressão ideal representado no diagrama p-V	70

Figura 42 – Algoritmo de solução do modelo de geada com o lado do fluido refrigerante	73
Figura 43 – Representação termodinâmica de um sistema de refrigeração	74
Figura 44 – Algoritmo de solução do modelo sistêmico	75
Figura 45 – Evolução temporal da capacidade de refrigeração para diferentes aletamentos	76
Figura 46 – Evolução temporal da temperatura de evaporação para diferentes aletamentos	77
Figura 47 – Taxa de geração de entropia total para $N_{fin} = 103$	78
Figura 48 – Geração de entropia interna para $N_{fin} = 103$	79
Figura 49 – Geração de entropia externa para $N_{fin} = 103$	79
Figura 50 – Taxa de geração de entropia total para volume e altura fixos	80
Figura 51 – Variação da taxa de geração de entropia total pelo comprimento do evaporador para a restrição de volume e altura fixos	80
Figura 52 – Variação da taxa de geração de entropia total pela largura do evaporador para a restrição de volume e altura fixos	81
Figura 53 – Representação esquemática de volumes de controle para o gabinete e para a vizinhança	83
Figura 54 – Variação temporal da temperatura e umidade do gabinete durante operação	88
Figura 55 – Representação das fases do ciclo de funcionamento	89
Figura 56 – Evolução temporal de Q_e e Q_t e sua convergência	91
Figura 57 – Algoritmo de solução do modelo de gabinete	92
Figura 58 – Variação da eficiência energética para diferentes geometrias do evaporador	92
Figura 59 – Variação do tempo de funcionamento para a realização de três ciclos completos para diferentes geometrias do evaporador	93
Figura 60 – Variação do consumo energético para diferentes geometrias do evaporador	94
Figura 61 – Variação do tempo médio entre degelos para diferentes geometrias do evaporador	94
Figura 62 – Variação do consumo energético para diferentes geometrias do evaporador com volume e largura fixos	95

Figura 63 – Variação do consumo energético com os números de tubos longitudinais e transversais	96
Figura 64 – Variação do tempo para a realização de 3 ciclos completos para diferentes geometrias do evaporador com volume e largura fixos	96
Figura 65 – Variação do tempo para a realização de 3 ciclos completos com os números de fileiras de tubos longitudinais e transversais	97

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Revisão dos principais trabalhos sobre formação de geada	19
Tabela 2 – Parâmetros geométricos para o evaporador seco	33
Tabela 3 – Condições de análise com altura fixa do evaporador operando a seco	36
Tabela 4 – Resumo dos resultados para o evaporador seco	41
Tabela 5 – Resumo dos resultados para o evaporador com geada	68
Tabela 6 – Resumo dos resultados para o sistema com geada	82

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Romanos

Símbolo	Descrição	Unidades
A_b	Área de passagem do bocal	$[m^2]$
A_f	Área de face do evaporador	$[m^2]$
A_s	Área superficial do evaporador	$[m^2]$
A_c	Área efetiva de passagem de ar pelo evaporador	$[m^2]$
a_1	Coeficiente	$[-]$
Bi	Número de Biot	$[-]$
C	Coeficiente	$[-]$
C_{min}	Capacidade térmica	$[WK^{-1}]$
c_p	Calor específico à pressão constante	$[J\ kg^{-1}\ K^{-1}]$
c_{pa}	Calor específico à pressão constante do ar seco	$[J\ kg^{-1}\ K^{-1}]$
c_{pf}	Calor específico à pressão constante da geada	$[J\ kg^{-1}\ K^{-1}]$
c_0	Coeficiente	$[-]$
c_1	Coeficiente	$[-]$
COP_k	Coeficiente de performance do compressor	$[-]$
COP_i	Coeficiente de performance ideal do ciclo de refrigeração	$[-]$
COP	Coeficiente de performance real do ciclo de refrigeração	$[-]$
D	Diâmetro de tubo	$[m]$
d_0	Coeficiente	$[-]$
d_1	Coeficiente	$[-]$
d_{eq}	Diâmetro equivalente (tubo e geada)	$[m]$

d_{tubo}	Diâmetro do tubo	[m]
D	Difusividade do vapor d'água no ar	[m ² s ⁻¹]
D_f	Difusividade efetiva da geada	[m ² s ⁻¹]
D_h	Diâmetro hidráulico	[m]
e_{eq}	Espessura equivalente (aleta e geada)	[m]
e_{fin}	Espessura de aleta	[m]
FCS	Fator de calor sensível	[-]
f	Fator de atrito	[-]
f_0	Constante	[-]
f_1	Constante	[-]
H	Altura do evaporador	[m]
h	Coeficiente de transferência de calor	[W m ⁻² K ⁻¹]
h_m	Coeficiente de transferência de massa	[m s ⁻¹]
\dot{H}_c	Taxa de entalpia de condensado	[J kg ⁻¹ s ⁻¹]
\dot{H}_d	Taxa de entalpia de degelo	[J kg ⁻¹ s ⁻¹]
\dot{H}_w	Taxa de entalpia advectada durante degelo	[J kg ⁻¹ s ⁻¹]
\dot{H}_{spV}	Taxa de entalpia apenas vapor	[J kg ⁻¹ s ⁻¹]
Ha	Número de Hatta	[-]
i_{sv}	Calor latente de dessublimação	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
j	Fator j de Colburn	[-]
j_0	Constante	[-]
j_1	Constante	[-]
Ja	Número de Jakob modificado	[-]
k	Expoente isentrópico	[-]

K	Coeficiente infiltração	$[-]$
K_t	Condutividade térmica	$[W m^{-1} K^{-1}]$
k_f	Condutividade térmica da geada	$[W m^{-1} K^{-1}]$
k_{fo}	Constante de condutividade térmica	$[W m^{-1} K^{-1}]$
L	Comprimento longitudinal do evaporador	$[m]$
L_d	Comprimento difusivo	$[m]$
Le	Número de Lewis	$[-]$
\dot{m}''	Fluxo de massa	$[kg m^{-2} s^{-1}]$
\dot{m}_d''	Fluxo de massa de adensamento	$[kg m^{-2} s^{-1}]$
\dot{m}_g''	Fluxo de massa de crescimento	$[kg m^{-2} s^{-1}]$
\dot{m}_c	Vazão mássica de condensado	$[kg s^{-1}]$
\dot{m}_d	Vazão mássica de degelo	$[kg s^{-1}]$
\dot{m}_f	Vazão mássica de geada	$[kg s^{-1}]$
\dot{m}_{inf}	Vazão mássica de infiltração	$[kg s^{-1}]$
M_v	Vazão molar da água	$[kg mol^{-1}]$
N_{fin}	Número de aletas	$[-]$
N_{lo}	Número de fileiras de tubos na longitudinal	$[-]$
N_{tr}	Número de fileiras de tubos na transversal	$[-]$
Nu	Número de Nusselt	$[-]$
P	Pressão	$[Pa]$
p_{atm}	Pressão atmosférica	$[Pa]$
Pr	Número de Prandtl	$[-]$
q''	Fluxo de calor	$[Wm^{-2}]$
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	$[W]$

\dot{Q}_c	Taxa de transferência de calor no condensador	[W]
\dot{Q}_d	Taxa de transferência de calor para derretimento	[W]
\dot{Q}_e	Taxa de transferência de calor no evaporador	[W]
\dot{Q}_{sen}	Taxa de transferência de calor sensível	[W]
\dot{Q}_{lat}	Taxa de transferência de calor latente	[W]
Re	Número de Reynolds	[–]
R	Resistência ao fluxo de calor	[Km ² W ⁻¹]
s	Entropia	[J K ⁻¹]
S _{lo}	Espaçamento de tubos na longitudinal	[m]
S _{tr}	Espaçamento de tubos na transversal	[m]
S _{fin}	Espaçamento entre aletas	[m]
Sc	Número de Schmidt	[–]
\dot{S}_g	Taxa de geração de entropia	[J s ⁻¹ K ⁻¹]
\dot{S}_{ge}	Taxa de geração de entropia no evaporador	[J s ⁻¹ K ⁻¹]
\dot{S}_{gi}	Taxa de geração de entropia no sistema de refrigeração	[J s ⁻¹ K ⁻¹]
Sh	Número de Sherwood	[–]
St	Número de Stanton	[–]
t _{deg}	Tempo de degelo	[s]
t _{on}	Tempo de formação de geada	[s]
t _{des}	Tempo característico de dessublimação	[s]
t _f	Tempo característico de difusão	[s]
t _{deg}	Tempo de degelo	[s]
t _{op}	Tempo de operação entre degelos	[s]
T	Temperatura	[K]

T_{amb}	Temperatura ambiente	[K]
T_c	Temperatura de condensação	[K]
T_C	Temperatura de reservatório frio	[K]
T_e	Temperatura de evaporação	[K]
T_{gab}	Temperatura do gabinete	[K]
T_H	Temperatura de reservatório quente	[K]
T_i	Temperatura de entrada	[K]
T_m	Temperatura média	[K]
T_o	Temperatura de saída	[K]
T_w	Temperatura de superfície	[K]
U	Coeficiente global de transferência de calor	$[W m^{-2}K^{-1}]$
u	Velocidade do escoamento	$[m s^{-1}]$
u_f	Energia interna específica da geada	[J]
u_{af}	Velocidade de face do escoamento	$[m s^{-1}]$
V	Volume do evaporador	$[m^3]$
v	Volume específico	$[kgm^{-3}]$
v_0	Constante	[-]
v_1	Constante	[-]
v_2	Constante	[-]
\dot{V}	Vazão volumétrica de ar	$[m^3s^{-1}]$
W	Largura de face do evaporador	[m]
x	Espessura da camada de geada	[m]
X	Espessura adimensional da camada de geada	[-]

Símbolos Gregos

Símbolo	Descrição	Unidades
α	Coefficiente para cálculo de vazão de escoamento em bocal	[–]
β	Fator de compacidade	[m ⁻¹]
Δ	Diferencial entre dois pontos	[–]
∂	Diferencial parcial	[–]
ε	Efetividade do trocador de calor	[–]
ϕ	Fator de aletamento	[–]
π	Pi	[–]
μ	Viscosidade	[N s m ⁻²]
$\tilde{\mu}_v$	Potencial químico molar	[J mol ⁻¹]
ρ	Densidade	[kg m ⁻³]
ρ_a	Densidade do ar seco	[kg m ⁻³]
ρ_f	Densidade da geada	[kg m ⁻³]
σ	Razão entre área de passagem e área de face	[–]
θ	Variação de temperatura adimensional	[–]
ω	Umidade absoluta	[kg vapor/kg ar]
ω_{amb}	Umidade absoluta ambiente	[kg vapor/kg ar]
ω_i	Umidade absoluta de entrada	[kg vapor/kg ar]
ω_m	Umidade absoluta média	[kg vapor/kg ar]
ω_o	Umidade absoluta de saída	[kg vapor/kg ar]
ω_s	Umidade absoluta na superfície	[kg vapor/kg ar]
ω_{sat}	Umidade absoluta na temperatura de saturação	[kg vapor/kg ar]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 CONTEXTO E MOTIVAÇÃO	16
1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
1.3 OBJETIVOS E METODOLOGIA.....	24
1.4 ESTRUTURA DO DOCUMENTO	25
2 EVAPORADOR SECO	26
2.1 TEORIA DE TROCADORES DE CALOR.....	26
2.2 CARACTERÍSTICAS DO EVAPORADOR	29
2.3 MODELO DO EVAPORADOR	31
2.4 RESULTADOS	33
2.5 SÍNTESE DO CAPÍTULO	40
3 EVAPORADOR COM GEADA	42
3.1 MODELO DO EVAPORADOR	43
3.2 MODELO DE FORMAÇÃO DE GEADA.....	45
3.3 EQUAÇÕES DE FECHAMENTO	52
3.4 CÁLCULO DA GERAÇÃO DE ENTROPIA EXTERNA AO EVAPORADOR	53
3.5 RESULTADOS	56
3.5.1 VALIDAÇÃO	56
3.5.2 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE	59
3.5.3 OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA	64
3.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO	67
4 EVAPORADOR COM GEADA ACOPLADO AO CICLO DE REFRIGERAÇÃO	69
4.1 MODELO DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO	69

4.2	CÁLCULO DA GERAÇÃO DE ENTROPIA RELATIVA AO CICLO DE REFRIGERAÇÃO	73
4.3	RESULTADOS	76
4.4	SÍNTESE DO CAPÍTULO	81
5	EVAPORADOR SUJEITO AOS PROCESSOS DE FORMAÇÃO DE GEADA E DE DEGELO.....	83
5.1	MODELO DE GABINETE REFRIGERADO.....	83
5.2	MODELO DE DEGELO	85
5.3	RESULTADOS	87
5.3.1	CONSIDERAÇÕES PARA O MODELO DE GABINETE	87
5.3.2	CONDIÇÃO DE ANÁLISE	89
5.3.3	OTIMIZAÇÃO GEOMÈTRICA	91
5.4	SÍNTESE DO CAPÍTULO.....	97
6	CONCLUSÃO	99
6.1	RESULTADOS	99
6.2	AUTOCRÍTICA E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	99
	REFERÊNCIAS.....	101

1 INTRODUÇÃO

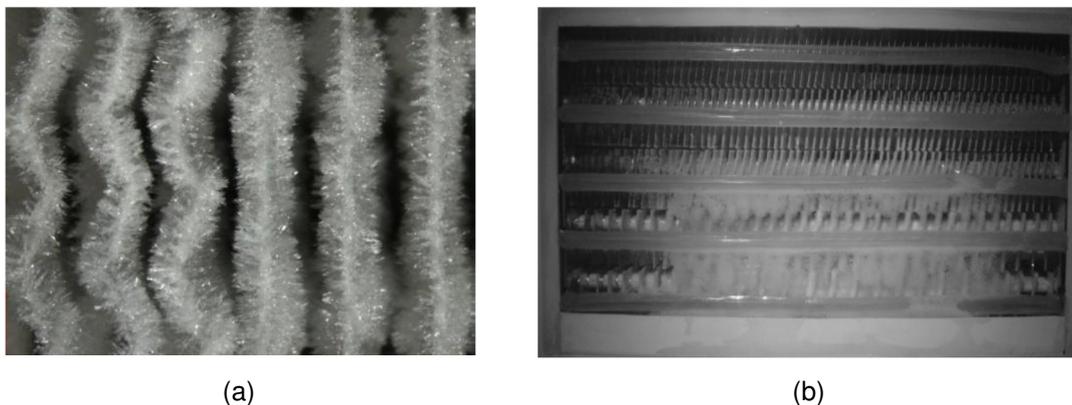
1.1 CONTEXTO E MOTIVAÇÃO

O Brasil passou, nas últimas décadas, por um período de desenvolvimento industrial e econômico, culminando em um aumento na demanda energética. Uma forma de contornar esta situação consiste no uso de sistemas de conversão de energia mais eficientes, dentre os quais se destacam os refrigeradores domésticos e comerciais. Segundo a Eletrobrás (2009), a refrigeração responde por mais de 12% da energia elétrica consumida no Brasil, sendo 7% do consumo residencial e 5,5% do consumo comercial. O consumo elevado se deve às perdas termodinâmicas que ocorrem nos sistemas de refrigeração e em seus componentes, uma vez que possuem uma eficiência da ordem de 20% daquela observada para um sistema totalmente reversível (Silva et al, 2011).

Dentre os componentes de um refrigerador, o evaporador desempenha um papel fundamental por ser responsável pela transferência de calor do ar para o fluido refrigerante (mantendo resfriado, assim, o compartimento interno). Ainda, por estarem sujeitos às baixas temperaturas de evaporação empregadas na maioria dos refrigeradores domésticos (-30°C) e comerciais (-10°C), esses trocadores de calor operam em condições que favorecem a formação de geada sobre sua superfície, como ilustra a Figura 1, o que interfere diretamente na eficiência de todo o sistema.

A formação e o crescimento da geada contribui para a diminuição da capacidade de refrigeração do evaporador, uma vez que a baixa condutividade térmica aumenta a resistência à transferência de calor enquanto a baixa densidade restringe a área de passagem de ar, causando uma perda de carga significativa que implica ou no aumento da potência de bombeamento ou na redução da vazão de operação. Tais efeitos fazem com que a energia total consumida aumente, uma vez que o compressor de um refrigerador operando em condições de formação de geada necessita atuar por mais tempo para obter a mesma capacidade de refrigeração (Bejan *et al.*, 1994).

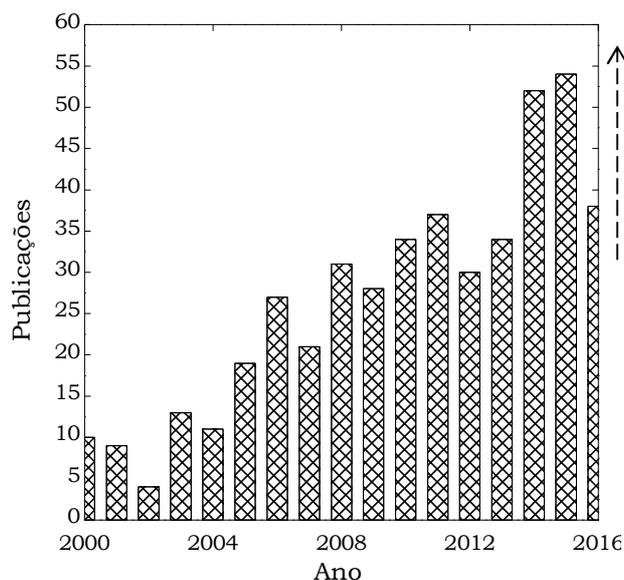
Figura 1 – Formação de geada em evaporadores
(a) Da Silva *et al.* (2011); (b) Knabben *et al.* (2011)



Com o objetivo de atenuar a influência desse fenômeno, são necessários degelos periódicos. Em refrigeradores domésticos do tipo *no frost*, uma resistência elétrica é acoplada ao evaporador para promover a remoção da camada de geada. Isto gera uma diminuição no desempenho energético do eletrodoméstico, pois além de consumir energia elétrica, a resistência aquece o ambiente interno, exigindo a atuação do compressor por intervalos de tempo maiores (Knabben *et al.*, 2012). Refrigeradores comerciais, em geral, não possuem o mesmo tipo de configuração: sua seção de face é maior em comparação a evaporadores de refrigeradores domésticos, tal que há um maior tempo para bloqueio da passagem de ar pela deposição da geada. Nestes casos, o degelo também é feito pela ação de uma resistência elétrica, ainda que não esteja acoplada diretamente ao evaporador, mas exposta à corrente de ar. Alternativamente, em muitos casos o degelo é realizado sem o uso de resistências, simplesmente mantendo o ventilador ligado durante o ciclo de “*off*”, em que o compressor permanece desligado.

Dada sua importância, os fenômenos relacionados à formação de geada e suas consequências ao sistema de refrigeração vêm sendo estudados ao longo dos últimos 30 anos. Realizando-se uma pesquisa no portal *Science Direct* considerando os termos “*tube fin evaporators*” e “*frost*”, e utilizando um filtro de divisão por ano de publicações, obtém-se o resultado apresentado na Figura 2. Percebe-se a atenção crescente ao tema destacando-se o número recorde de publicações nos últimos anos.

Figura 2 – Quantidade¹ de publicações anuais no portal *Science Direct* considerando as palavras-chave “*tube fin evaporators*” e “*frost*”.



1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A Tabela 1 sumariza alguns dos principais trabalhos relacionados à formação de geada em trocadores de calor, classificando-os de acordo com a abordagem empregada.

Sanders (1974) foi um dos pioneiros a formular uma solução analítica para o problema de degelo. Sua abordagem leva em consideração dois casos extremos: no primeiro, a camada de geada é considerada totalmente aderente à superfície da aleta tal que o seu derretimento causa a diminuição de espessura a partir da face externa (fronteira geada/ar); no segundo caso, uma camada de ar se forma entre a superfície da aleta e a camada de geada, e aumenta na medida em que o derretimento ocorre.

O trabalho de Zakrzewski (1984) levou em consideração, através de um modelo simplificado, a influência da resistência térmica da camada de geada sobre o tempo ótimo entre degelos a partir da maximização da taxa de transferência de calor.

¹ Pesquisa realizada no dia 5 de abril de 2016.

Tabela 1 – Revisão dos principais trabalhos sobre formação de geada em evaporadores

Trabalhos abordados na revisão bibliográfica	País/Instituição	Aplicação	Abordagem	Gelo	Degelo	Efeito do Ventilador	Otimização
Zakrzewski (1984)	Polônia/Szczecin	Tubo-aleta	Global	Sim	Sim	Não	Sim
O'Neal e Tree (1985)	EUA/Texas	Tubo-aleta	Revisão	Sim	Não	-	-
Kondepudi e O'Neal (1987)	EUA/Texas	Tubo-aleta	Revisão	Sim	Não	-	-
Ogawa et al. (1993)	Japão/Kobe	<i>No frost</i>	Experimental	Sim	Não	Não	Não
Bejan et al. (1994)	EUA/Duke	Tubo-aleta	Global	Sim	Sim	Não	Sim
Radcenco et al. (1995)	EUA/Duke	Tubo-aleta	Global	Sim	Sim	Não	Sim
Wang et al. (2001)	Taiwan/ITRI	Tubo-aleta	Experimental	Não	Não	Não	Não
Yang et al. (2006)	Coréia/LG	Tubo-aleta	Global - Experimental	Sim	Não	Não	Não
Xia et al. (2006)	EUA/Illinois	Tubo-aleta	Experimental	Sim	Sim	Não	Não
Piucco et al. (2008)	Brasil/UFSC	Placas planas	Pesquisa Fundamental	Sim	Não	-	-
Huang et al. (2008)	Taiwan/Chin-Yi	Tubo-aleta	Distribuída - CFD	Sim	Não	Sim	Não
Wellig et al. (2008)	Suíça/Lucerna	Tubo-aleta	Global	Sim	Sim	Não	Não
Hermes et al. (2009)	Brasil/UFPR - UFSC	Placas planas	Semi-empírica - Global	Sim	Não	Não	Não
Bansal et al. (2010)	N. Zelândia/Auckland	<i>No frost</i>	Experimental	Não	Sim	Não	Não
Silva et al. (2011)	Brasil/UFSC	Tubo-aleta	Experimental	Sim	Não	Sim	Não
Knabben et al. (2011)	Brasil/UFSC	<i>No frost</i>	Experimental	Sim	Não	Não	Não
Hermes (2012)	Brasil/UFPR	Placas planas	Teórica - Global	Sim	Não	Sim	Não
Hermes (2013)	Brasil/UFPR	Tubo-aleta	Global	Não	Não	Sim	Sim
Borges et al. (2014)	Brasil/UFSC - UFPR	<i>No frost</i>	Global	Sim	Não	Sim	Não

O'Neal e Tree (1985) realizaram uma revisão da literatura referente às propriedades termofísicas e crescimento de geada em canos, enquanto Kondepudi e O'Neal (1987) realizaram revisão semelhante considerando a formação de geada em trocadores de calor aletados. Estes trabalhos pioneiros estabeleceram a base para a pesquisa no tema.

Ogawa *et al.* (1993) realizaram um estudo experimental sobre a performance de evaporadores tubo-aleta operando sob condições de formação de geada. Este trabalho avaliou o efeito de modificações geométricas no evaporador (espaçamento de aletas, dimensões de aletas, aletas com bordas recortadas, entre outras) e mostrou que, para configurações de maior espaçamento entre aletas, o efeito de perda de carga e diminuição na taxa de transferência de calor é pequeno. Porém, para diferentes tamanhos e posições de aletas, o fluxo de ar é melhor distribuído, sendo guiado para a parte traseira, o que resulta em melhores performances. Recortes parciais nas aletas também melhoram o desempenho geral em presença de geada, assim como a extensão do comprimento de aleta.

Bejan *et al.* (1994) propuseram uma análise termodinâmica em escala global para o comportamento de um refrigerador levando-se em consideração o degelo. Mostraram que existe um tempo operacional (razão entre o tempo em que o sistema de refrigeração está ligado e o tempo em que o mesmo encontra-se desligado) ótimo que minimiza o inverso do COP, considerado a figura de mérito para o problema. Radcenco *et al.* (1995), por sua vez, ampliaram o trabalho anterior avaliando a influência da alocação de superfície de transferência de calor no evaporador e/ou condensador com relação ao tempo operacional visando o aumento no desempenho médio do refrigerador.

Wang *et al.* (2001) conduziram um estudo experimental com 56 diferentes condições para testes de evaporadores tubo-aleta com aletas do tipo *slit*, corrugada e plana. Propuseram, também, correlações para os coeficientes j de Colburn e fator de atrito, f . As principais conclusões, além das correlações apresentadas, foram que o desempenho de aletas interrompidas (*slit*) é superior em comparação com aletas planas, porém com a ressalva de que, para baixos números de Reynolds ($Re_{Dc} < 3000$) e diminuição no espaçamento entre aletas, este ganho é irrelevante.

Yang *et al.* (2006) propuseram um modelo matemático de previsão do crescimento da camada de geada em um evaporador tubo-aleta e o validaram a partir de dados obtidos de experimentos realizados para geometrias simples, como placas planas e tubos cilíndricos. Um modelo numérico simplificado, foi validado contra os dados experimentais mostrando boa concordância.

Xia *et al.* (2006) investigaram experimentalmente o impacto da formação e da remoção de gelo/geada em evaporadores tubo-aleta com aletas corrugadas (*louvered*) e tubos planos (*flat-tube*). Além da conclusão esperada de redução na troca de calor e aumento nos níveis de perda de carga causados pela obstrução ao escoamento provocada pela geada, os autores verificaram que o comportamento de crescimento da camada de geada e os demais parâmetros a ela atrelados são diferentes para os três primeiros ciclos de formação e degradação; do 4o ciclo em diante o comportamento se repete. Este trabalho considerou o processo de remoção de geada através da passagem de fluido refrigerante a alta temperatura (10 °C) pelos tubos, desligando o ventilador e, conseqüentemente, o fluxo de ar insuflado durante este período, inibindo o degelo através da sublimação.

Piucco *et al.* (2008) realizaram um estudo teórico e experimental da nucleação de embriões de geada em superfícies planas considerando as condições destas (temperatura, rugosidade e ângulo de contato) e também as condições de temperatura e umidade do ambiente. Observaram que o aumento do ângulo de contato da água com a superfície aumenta o grau de super-resfriamento necessário para desencadear o processo de nucleação, e que a nucleação sempre ocorre para graus de super-resfriamento superiores a 5 °C, independentemente do ângulo de contato.

Huang *et al.* (2008) utilizaram um *software* comercial para a simulação de evaporadores tubo-aleta sujeitos à condição de formação de geada, objetivando a investigação do efeito da taxa de transferência de calor para diferentes espessuras da camada de gelo/geada, bem como das diferenças obtidas ao se utilizar variados tipos de ventiladores (axiais e radiais). Concluíram que há um aumento na taxa de transferência de calor devido à formação de geada nos instantes iniciais, o que é consequência do efeito de raio crítico. Sugerem ainda que o degelo deve ocorrer após 50% da área de passagem do fluxo de ar estar bloqueada pela geada, pois a partir desse valor o decréscimo

da taxa de troca de calor é rápido. Para minimizar esse efeito, evaporadores com aletas mais espaçadas devem ser utilizados. Por fim, os autores indicam a instalação de ventiladores centrífugos para evaporadores com menor espaçamento entre aletas e axiais para evaporadores com aletas mais espaçadas.

Wellig *et al.* (2008) realizaram uma investigação teórica e experimental do degelo utilizando somente o ar ambiente em bombas de calor. Assumiram que o gradiente de temperatura entre a geada e a camada de água derretida é desprezível, considerando, então, gelo, geada e água a 0 °C. O trabalho analisa diferentes condições de escoamento que podem conduzir a diferentes fenômenos físicos, como sublimação, derretimento, e evaporação, situando-os no diagrama de Mollier. Os poucos resultados obtidos do modelo, em sua maioria, não obtiveram correspondência com os resultados experimentais.

Hermes *et al.* (2009) realizaram um estudo teórico e experimental do crescimento e adensamento de geada sobre superfícies planas, levando em consideração os fatores de maior influência sobre a formação de geada, *i.e.*, temperatura, umidade e velocidade do escoamento e temperatura de superfície. Foi desenvolvida uma abordagem semi-empírica, utilizando integração numérica somente para a espessura de geada. O modelo simulado apresentou boa concordância com valores experimentais, com erros dentro da banda de $\pm 10\%$.

Bansal *et al.* (2010) realizaram uma análise térmica de parâmetros relacionados ao degelo em evaporador *no-frost* com base em experimentos. Descobriram que a eficiência de degelo devida às resistências elétricas é de apenas 30% e que o consumo do refrigerador é aumentado em 17% com o degelo. Especula que este método de degelo não é o mais indicado, e que formas diferentes podem ser investigadas, como a reversão do ciclo e até mesmo a inclusão de um aquecedor (bomba de calor) para derretimento de gelo.

Silva *et al.* (2011) realizaram experimentos em túnel de vento com evaporadores comerciais do tipo tubo-aleta sob diferentes condições, mostrando o impacto da característica do ventilador sobre o desempenho térmico do evaporador operando sob condições de formação de geada. A consideração da característica do ventilador nesta simulação visa enriquecer o modelo simulado, uma vez que a formação de geada gera uma restrição ao fluxo de ar, causando um aumento de perda de carga que, por sua vez, altera a vazão de ar insuflado

pelo ventilador. Concluiu-se que o projeto deve levar em consideração as características desses componentes de forma combinada.

Knabben *et al.* (2011) modelaram um evaporador *no-frost*. Para tal, desprezaram a parcela do fluxo de massa de adensamento no tratamento da formação de geada. Os autores apresentaram, ainda, valores experimentais para o comportamento do evaporador sob condições de operação com geada em termos de perda de carga e capacidade de refrigeração.

Hermes (2012) fez um estudo teórico da formação de geada em placa plana. Através de correlações e simplificações pertinentes, apresentou uma solução analítica para determinação da espessura da camada de geada, obtendo uma expressão algébrica capaz de prever os dados experimentais com erros na faixa de 5%. Este modelo permite a previsão do crescimento de geada sem a necessidade de métodos numéricos, uma vez que as equações diferenciais são reduzidas a equações algébricas.

Hermes (2013) apresentou estudos de caso de otimização de trocadores de calor segundo a mínima geração de entropia para aplicações de baixa capacidade de refrigeração. Chegou à conclusão que um trocador de calor com elevada efetividade não necessariamente apresenta o melhor projeto termo-hidráulico quando as taxas de geração de entropia devido à troca de calor e ao atrito viscoso possuem a mesma ordem de magnitude. Mostrou ainda que um trocador de calor com elevada razão de aspecto gera menor quantidade de entropia do que um com baixa razão de aspecto, no caso de operação seca, i.e., sem geada ou condensado.

Borges *et al.* (2014) desenvolveram um modelo semi-empírico para a previsão do comportamento transiente de um refrigerador *frost-free*. Valores para pressões de trabalho, temperaturas de compartimentos e acúmulo de geada no evaporador foram então comparados com dados experimentais coletados pelos autores em um refrigerador condicionado dentro de uma câmara com ambiente controlado. O modelo e o experimento levam em conta, também, a abertura periódica das portas. A comparação entre os resultados modelo e os dados experimentais foi realizada com sucesso, obtendo-se desvios menores do que 10% para pressões de trabalho e potência consumida, e erros na banda de $\pm 2\text{K}$ para as temperaturas. A previsão de crescimento de geada mostrou a

influência das primeiras fileiras para o bloqueio do fluxo de ar, sendo a terceira fileira a mais crítica por apresentar maior densidade de aletas.

Ribeiro e Hermes (2014) conduziram uma análise variando parâmetros geométricos do evaporador para a obtenção de um caminho para a minimização de geração de entropia levando em consideração a influência da área mínima de passagem do fluxo de ar, pois, à medida em que a geada cresce entre as aletas, a perda de carga do escoamento aumenta, gerando uma redução na vazão de ar insuflado. Essa análise, porém, é realizada para condições psicrométricas do ar de entrada e temperatura e pressão de evaporação fixas, não representando as condições adotadas na prática.

A revisão cuidadosa da literatura revela uma lacuna e oportunidade de estudo: modelar os efeitos de gelo e degelo em um sistema de refrigeração comercial acoplado a um gabinete refrigerado levando em conta os efeitos hidráulicos do ventilador. Com isso, tal modelo pode ser empregado para a realização de uma análise termodinâmica visando à otimização estrutural do evaporador. Preencher esta lacuna é o principal objetivo do presente trabalho.

1.3 OBJETIVOS E METODOLOGIA

O objetivo geral, que confere ao trabalho um caráter inédito, consiste na otimização geométrica (número de aletas e razão de aspecto) de evaporadores tubo-aletados visando a uma melhor eficiência termodinâmica.

A fim de atingir tal proposta, os seguintes objetivos específicos, que definem a metodologia de trabalho, serão perseguidos:

- Elaboração de um modelo matemático e de um código numérico capaz de simular, com as devidas simplificações, o fenômeno físico de transferência de calor e massa ao longo do tempo, em um evaporador tubo-aletado sujeito à formação de geada;
- Incremento do modelo de modo a levar em conta os efeitos da formação de geada sobre o desempenho do sistema de refrigeração;
- Incremento do modelo para levar em conta as variações de temperatura e umidade no interior de um gabinete refrigerado, bem como o processo de degelo do evaporador;

- Análise termodinâmica objetivando uma otimização geométrica do evaporador com base na redução de consumo energético; e,
- Ter, ao fim, uma metodologia para projeto de evaporadores comerciais tubo-aletados com geometrias ótimas levando em consideração um modelo de sistema de refrigeração em gabinete que opere sob condições de formação de geada e degelo

1.4 ESTRUTURA DO DOCUMENTO

Nesta introdução são apresentados o contexto, a motivação, os objetivos propostos e uma breve revisão da literatura. Em seguida, a dissertação se divide em quatro partes, com níveis crescentes de aprofundamento.

O Capítulo 2 apresenta uma análise de minimização da geração de entropia de um evaporador operando a seco. O capítulo 3 apresenta a validação do modelo analítico de formação de geada proposto por Hermes (2012) adaptado para evaporadores tubo-aleta e o complemento da análise de minimização da geração de entropia para este caso. O Capítulo 4 leva em consideração um modelo de sistema de refrigeração com evaporador sujeito a formação de geada. No Capítulo 5, modelos de gabinete e de degelo são adicionados e é apresentada uma análise que leva em consideração ciclos de gelo e degelo.

Por fim, o último capítulo apresenta a conclusão global do trabalho, bem como sugestões para trabalhos futuros.

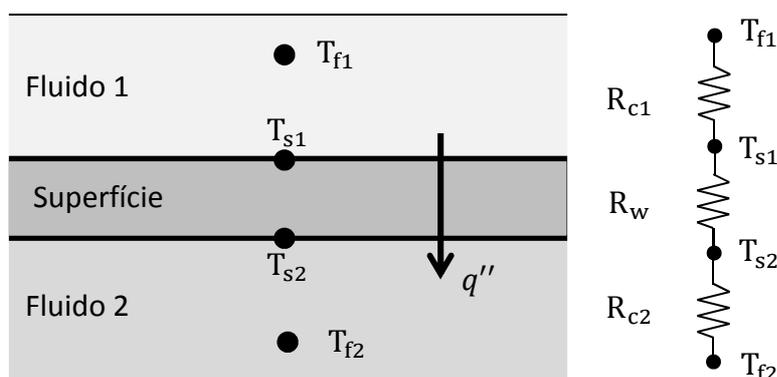
2 EVAPORADOR SECO

Este capítulo trata da modelagem matemática e análise termodinâmica de evaporadores tubo-aleta secos, *i.e.*, sem formação de geada em sua superfície externa. Ele tem por objetivo a apresentação dos fundamentos matemáticos da teoria de trocadores de calor. Para tal, são apresentadas as hipóteses simplificadoras para o modelo, as características geométricas do evaporador considerado, e também, a função objetivo a ser otimizada.

2.1 TEORIA DE TROCADORES DE CALOR

Um trocador de calor é um dispositivo em que energia térmica é trocada entre dois fluidos através de uma superfície sólida (Shah, 1995). Considere a Figura 3, que representa um circuito térmico para uma parede de um trocador de calor:

Figura 3 – Representação de um circuito térmico para uma superfície de troca de calor (adaptado de Reynolds e Perkins, 1977).



A resistência ao fluxo de calor entre os dois fluidos, q'' , possui duas componentes convectivas, $R_{c1} = 1/h_1$ e $R_{c2} = 1/h_2$, e uma componente de condução ao longo da superfície de troca de calor, $R_w = t_w/k_w$, onde t_w é a espessura da parede e k_w a condutividade térmica da parede.

Logo, a resistência global do trocador de calor, em Km^2/W , pode ser escrita por:

$$R = \frac{1}{h_1} + \frac{t_w}{k_w} + \frac{1}{h_2} \quad (2.1)$$

Alternativamente, é comum definir o coeficiente global de transferência de calor como:

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{1/h_1} + \frac{1}{t_w/k_w} + \frac{1}{1/h_2} \quad (2.2)$$

Assim, o fluxo de calor pode ser expresso em função das temperaturas dos fluidos:

$$q'' = U(T_{f1} - T_{f2}) \quad (2.3)$$

A taxa total de transferência de calor é calculada por:

$$\dot{Q} = \int_{A_s} q'' dA = U \int_{A_s} (T_{f1} - T_{f2}) dA_s = UA_s (T_{f1} - T_{f2}) \quad (2.4)$$

onde UA_s é a condutância térmica, em W/K.

O número de unidades de transferência é definido como:

$$Ntu = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.5)$$

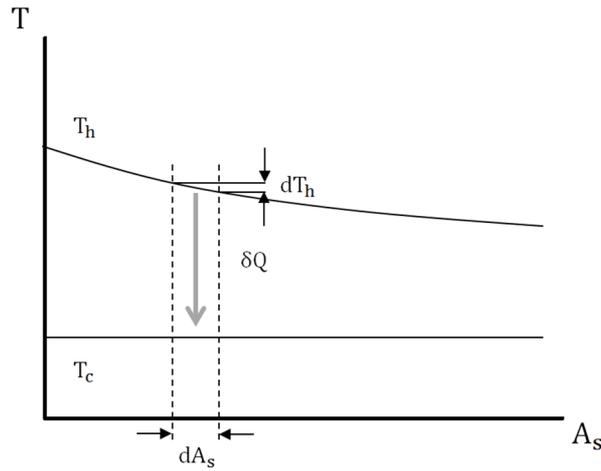
onde $C_{\min} = (\dot{m}c_p)_{\min}$ é a menor capacidade térmica entre os dois fluidos.

A efetividade do trocador de calor é definida como a relação entre a taxa efetiva de troca de calor e a máxima taxa de troca de calor admissível para um trocador ideal, *i.e.*, em contra-corrente de tamanho infinito:

$$\varepsilon \equiv \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.6)$$

No caso de um evaporador tradicional, a corrente com maior capacidade é a do fluido refrigerante, que muda de fase no interior dos tubos. É por essa razão que as aletas são dispostas do lado do ar, para intensificar a troca de calor por aumento de área, já que sua capacidade térmica é menor. Um refrigerador bem dimensionado é projetado para que o evaporador fique totalmente preenchido com fluido refrigerante bifásico. Assim, a temperatura do fluido refrigerante (T_c) se mantém constante e o perfil de temperatura ao longo da área de troca de calor adquire o aspecto mostrado na Figura 4:

Figura 4 – Perfis de temperatura ao longo do evaporador



O balanço de energia sobre dA_s , indicado na Figura 4, fornece:

$$\delta \dot{Q} = -\dot{C}_h dT_h = \dot{C}_c dT_c = U(T_h - T_c) dA \quad (2.7)$$

Ainda,

$$d\Delta T = d(T_h - T_c) = dT_h - dT_c \quad (2.8)$$

Logo,

$$d\Delta T = -U\Delta T \left(\frac{1}{\dot{C}_h} + \frac{1}{\dot{C}_c} \right) dA \quad (2.9)$$

Integrando ambos os lados,

$$\ln \left[\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \right] = -UA_s \left(\frac{1}{\dot{C}_h} + \frac{1}{\dot{C}_c} \right) \quad (2.10)$$

Da Equação 2.7, tem-se:

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_h} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.11)$$

Logo, voltando na Equação 2.10, obtém-se:

$$\ln \left[\frac{T_{h,i} - T_{c,i} + T_{c,i} - T_{c,o} - \frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_h} (T_{c,o} - T_{c,i})}{T_{h,i} - T_{c,i}} \right] = -\frac{UA_s}{\dot{C}_c} \left(1 + \frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_h} \right) \quad (2.12)$$

Considerando a razão de capacidades térmicas $C^* = \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}}$ e o número de unidades de transferência, tem-se:

$$\ln \left[1 + \frac{(T_{c,o} - T_{c,i})(1 + C^*)}{T_{h,i} - T_{c,i}} \right] = - \frac{UA_s}{\dot{C}_{\min}} (1 + C^*) \quad (2.13)$$

Pela definição da efetividade,

$$\ln[1 - \varepsilon(1 + C^*)] = -Ntu(1 + C^*) \quad (2.14)$$

Obtém-se, então (Kays & London, 1984):

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-Ntu(1 + C^*)]}{(1 + C^*)} \quad (2.15)$$

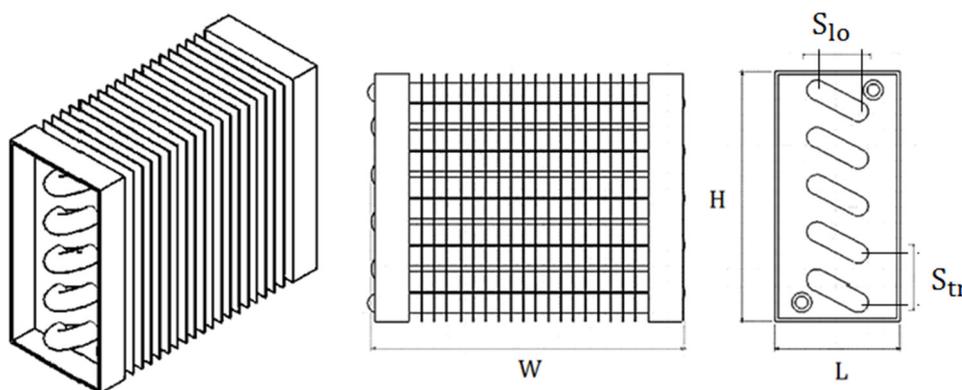
Para o evaporador, a capacidade térmica do fluido refrigerante em mudança de fase é superior à do escoamento de ar, fazendo com que $C^* \rightarrow 0$, resultando em:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-Ntu) \quad (2.16)$$

2.2 CARACTERÍSTICAS DO EVAPORADOR

O evaporador tubo-aletado possui as condições geométricas apresentadas na Figura 5. Sua largura é igual a W , altura H e comprimento L (profundidade), com espaçamentos entre tubos na transversal e longitudinal iguais a S_{tr} e S_{lo} , respectivamente.

Figura 5 – Representação esquemática da geometria de um evaporador típico de aplicação em refrigeração comercial.



Note-se que o refrigerante escoia dentro dos tubos, enquanto o ar escoia perpendicularmente através dos canais formados pela região aletada. As características geométricas do evaporador seco são dadas por:

$$A_f = WH \quad (2.17)$$

$$A_s = \pi d_{\text{tubo}} N_{\text{tr}} (W - e_{\text{fin}} N_{\text{fin}}) + 2N_{\text{fin}} \left(HL - \frac{\pi d_{\text{tubo}}^2}{4} N_{\text{tr}} \right) \quad (2.18)$$

$$A_c = A_f - (N_{\text{tr}} d_{\text{tubo}} W + N_{\text{fin}} e_{\text{fin}} H - N_{\text{fin}} N_{\text{tr}} d_{\text{tubo}} e_{\text{fin}}) \quad (2.19)$$

onde A_f representa a área de face, A_s a área de superfície de troca de calor e A_c a área efetiva de passagem do escoamento. Os parâmetros d_{tubo} e e_{fin} representam, respectivamente, o diâmetro externo da tubulação e a espessura de aleta. Os parâmetros N_{tr} e N_{lo} , por sua vez, se referem ao número de tubos nas direções transversal e longitudinal em relação ao escoamento de ar, enquanto N_{fin} é o número de aletas.

Define-se, ainda, como parâmetros importantes para um trocador de calor compacto, o parâmetro adimensional σ , que descreve a razão entre a área de passagem do fluxo de ar e a área de face do evaporador, e o diâmetro hidráulico, D_h , dado por (Bejan *et al.*, 1996):

$$\sigma = \frac{A_c}{A_f} \quad (2.20)$$

$$D_h = 4 \frac{A_c L}{A_s} \quad (2.21)$$

O evaporador adotado ao longo dessa dissertação corresponde a uma aplicação típica de cervejeiras comerciais, conforme representada na Figura 6:

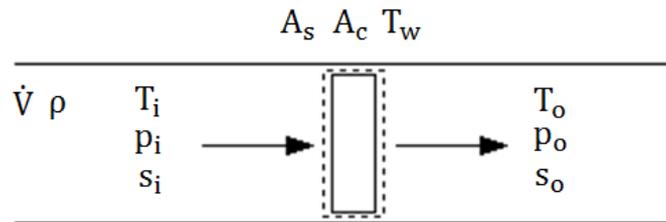
Figura 6 – Representação de uma cervejeira comercial típica



2.3 MODELO DO EVAPORADOR

Tomando o evaporador como um único volume de controle, conforme a Figura 7, e considerando apenas o lado do ar, um balanço de energia fornece:

Figura 7 – Representação esquemática do evaporador como volume de controle



$$\rho \dot{V} c_p dT = \frac{kNu}{D_h} (T_w - T) dA_s \quad (2.22)$$

onde, T_w é a temperatura de superfície do evaporador (temperatura de evaporação) e \dot{V} é a vazão de ar insuflada pelo ventilador.

Notando-se que $Re = \rho u D_h / \mu$ e $St = Nu / Re Pr$, onde u é a velocidade do escoamento, St é o número de Stanton e Pr é o número de Prandtl, a integração da Equação 2.22 fornece o perfil de temperatura para o fluxo de ar cruzando o evaporador, dado por:

$$\frac{T_o - T_w}{T_i - T_w} = \exp\left(-St \frac{A_s}{A_c}\right) \quad (2.23)$$

onde T_i é a temperatura de entrada e T_o é a temperatura de saída da corrente de ar.

Logo, a taxa de transferência de calor pode ser calculada por:

$$\frac{\dot{Q}}{c_p (T_i - T_w)} = \rho \dot{V} \left(1 - \exp\left(-St \frac{A_s}{A_c}\right)\right) \quad (2.24)$$

Ainda, a área superficial de troca de calor, A_s , pode ser escrita em função do fator de compacidade, $\beta = A_s / V$, onde V é o volume do evaporador, fazendo com que a Equação 2.24, em combinação com a Equação 2.20, forneça:

$$\dot{Q} = \rho \dot{V} c_p (T_i - T_w) \left(1 - \exp\left(-St \frac{\beta L}{\sigma}\right)\right) \quad (2.25)$$

A perda de carga provocada pela restrição ao escoamento é calculada pela expressão derivada por Kays & London (1984):

$$\Delta p = p_i - p_o = \frac{f\rho}{2} \left(\frac{\dot{V}}{A_c} \right)^2 \frac{A_s}{A_c} \quad (2.26)$$

onde f é o fator de atrito.

Novamente, combinando a equação acima com as Equações 2.17 a 2.19, obtém-se:

$$\Delta p = \frac{1}{2} f\rho\dot{V}^2 \left(\frac{\beta L}{\sigma} \right) \frac{1}{\sigma^2 H^2 W^2} \quad (2.27)$$

onde o termo $\beta L/\sigma$ é comum as Equações 2.25 e 2.27.

A função objetivo é obtida da Segunda Lei da Termodinâmica:

$$\dot{m}s_i - \frac{\dot{Q}}{T_s} + \dot{S}_g = \dot{m}s_o \quad (2.28)$$

onde \dot{S}_g é o termo de geração de entropia.

Como $S = S(p, T)$,

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial p} \right)_T dp + \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_p dT = - \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p dp + \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_p dT \quad (2.29)$$

onde o primeiro termo da primeira equação foi transformado por uma relação de Maxwell. Da equação de estado $pV = MRT$ para gás ideal, tem-se:

$$p \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p = MR \quad (2.30)$$

$$T \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_p = Mc_p \quad (2.31)$$

Logo, substituindo as Equações 2.30 e 2.31 na Equação 2.29 obtém-se:

$$s_o - s_i = c_p \ln \left(\frac{T_o}{T_i} \right) - R \ln \left(\frac{p_o}{p_i} \right) \quad (2.32)$$

Combinando as Equações 2.28 e 2.32, e substituindo $\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_i - T_o)$,

$\Delta p = p_i - p_o$ e $R = c_p \left(\frac{k-1}{k} \right)$, obtém-se:

$$\dot{S}_g = \dot{m}c_p \left[\ln \left(\frac{1 - \dot{Q}/\dot{m}c_p T_i}{(1 - \Delta p/p_{atm})^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right] + \frac{\dot{Q}}{T_w} \quad (2.33)$$

onde $\dot{m} = \rho\dot{V}$.

Pode-se, ainda, utilizar a simplificação $\ln(1 + x) \cong x$, válida se $x \ll 1$, obtendo-se:

$$\dot{S}_g = \dot{Q} \left(\frac{T_i - T_w}{T_i T_w} \right) - \dot{m} c_p \frac{\Delta p}{p_{atm}} \left(\frac{k - 1}{k} \right) \quad (2.34)$$

2.4 RESULTADOS

Esta seção utiliza o cálculo da entropia gerada para a busca de condições geométricas que melhoram o desempenho termodinâmico de evaporadores tubo-aleta operando a seco. Os parâmetros apresentados na Tabela 2 são considerados fixos, e advêm da geometria 8.0-3/8T (Kays & London, 1984), apresentada pela Figura 8.

Tabela 2 – Parâmetros geométricos para o evaporador seco

Parâmetros fixos	Dimensão
S_{tr}	0,025 [m]
S_{lo}	0,022 [m]
S_{fin}	0,00317 [m]
d_{tubo}	0,01 [m]
e_{fin}	0,00033 [m]

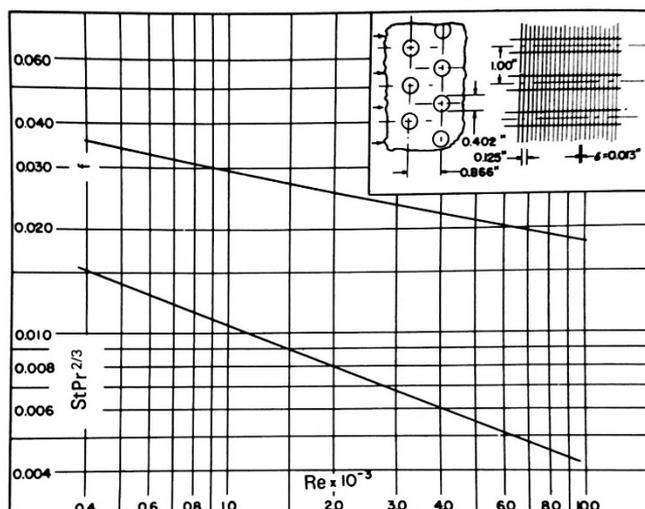
A partir dos valores extraídos da Figura 8, realizando-se um ajuste do tipo potencial para o fator de atrito, f , e para o fator j de Colburn, $j = StPr^{2/3}$, obtém-se:

$$f = f_0 Re^{f_1} \quad (2.35)$$

$$j = j_0 Re^{j_1} \quad (2.36)$$

onde os coeficientes são: $f_0 = 0,138$, $f_1 = -0,223$, $j_0 = 0,197$ e $j_1 = -0,420$.

Figura 8 – Fatores f e j para geometria 8.0-3/8T (Kays & London, 1984)



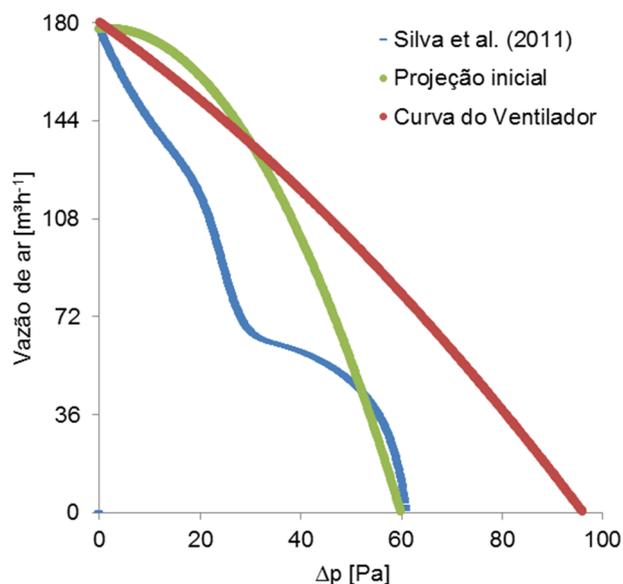
Neste exercício, as condições geométricas de espaçamento entre tubos e entre aletas, bem como a espessura das aletas e o diâmetro dos tubos são consideradas fixas (*i.e.*, restrições de projeto que visam atender a condições pré-determinadas de fabricação, por exemplo). Ainda, a troca de calor desejada é um valor médio fixo ($\dot{Q}_e = 450\text{W}$), uma vez que o modelo considera uma condição de regime permanente, sendo a condição da temperatura de entrada do fluxo de ar na seção frontal ao evaporador mantida fixa em $T_i = 5^\circ\text{C}$.

A curva do ventilador considerado é uma função quadrática que engloba uma faixa de utilização que abrange as condições de refrigeração comercial, dada por:

$$\dot{V} = v_0 \Delta p^2 + v_1 \Delta p + v_2 \quad (2.37)$$

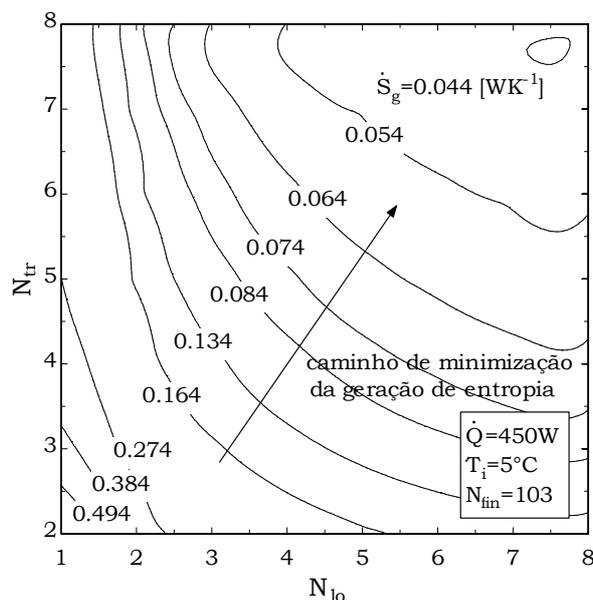
onde os coeficientes são: $v_0 = -0,0059$, $v_1 = -1,3062$ e $v_2 = 180,13$. Tal curva é apresentada na Figura 9. Percebe-se que, partindo da curva real do ventilador utilizado por Silva *et al.* (2011), pode-se traçar uma projeção quadrática com base nos pontos de “*free-delivery*” e de “*shut-off*” que, depois, foi estendida para englobar uma maior faixa de perdas de carga. Isso se fez necessário pois o presente trabalho leva em consideração a variação de parâmetros geométricos de evaporadores, englobando, portanto, uma faixa de funcionamento ampla. Tal projeção é hipotética e possui comportamento típico de ventiladores centrífugos, o que não representa o modelo empregado nas aplicações comerciais atuais.

Figura 9 – Curva do ventilador empregado



O modelo matemático apresentado consiste em um sistema algébrico de equações interdependentes, o que faz com que a variação de determinados parâmetros necessite da fixação de outros para fechamento do número de incógnitas com o número de equações. As análises consideradas nesse capítulo levam em conta a fixação de diferentes parâmetros geométricos.

Ao analisar a taxa de geração de entropia para diferentes comprimentos e alturas do evaporador (através da variação de N_{lo} e N_{tr}), com $N_{fin} = 103$, percebe-se um caminho de minimização para condições geométricas robustas, como mostrado pela Figura 10. Analisando os termos da Equação 2.34, tem-se que todos os parâmetros do primeiro termo do lado direito são fixos para todas as geometrias simuladas fazendo com que a variação da geração de entropia se dê em razão da área de passagem do fluxo de ar, que aumenta com a robustez do evaporador, minimizando a entropia gerada.

Figura 10 – Taxa de geração de entropia para $N_{fin} = 103$ e N_{lo} e N_{tr} variáveis

A partir deste resultado é proposta uma análise de otimização geométrica que leva em consideração a restrição de volume constante e a fixação de altura total, através do número de tubos transversais. Tal análise se repetirá nos próximos capítulos e pode ser interpretada como um critério de projeto que, neste trabalho, foi escolhido arbitrariamente tendo como referência as condições geométricas de evaporadores comerciais anteriormente experimentados por Silva *et al.* (2011).

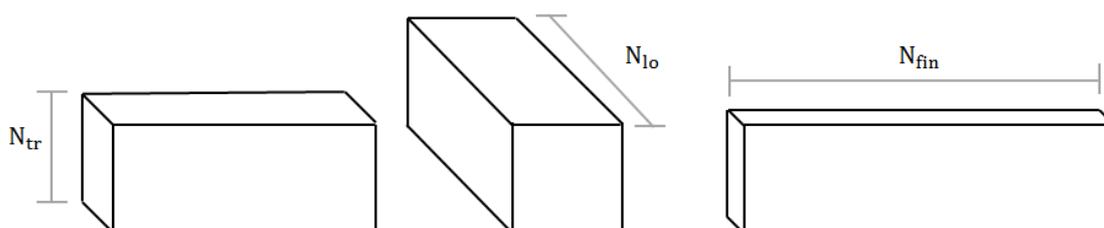
A análise a ser explorada é aquela em que a altura e o volume total do evaporador são fixados a partir do número de fileiras de tubos na direção transversal ao escoamento, $N_{tr} = 6$, enquanto os demais parâmetros são variáveis, conforme sumarizado na Tabela 3: Adicionalmente, são fixados o número de tubos transversais, o espaçamento entre aletas ($S_{fin} = 0,00317$ m) e o volume total do evaporador ($V = 0,003$ m³).

Tabela 3 – Condições de análise com altura fixa do evaporador operando a seco

Condição	Parâmetros fixos	Parâmetros variáveis primários	Parâmetros variáveis secundários
Altura fixa	$N_{tr} = 6$, $S_{fin} = 0,00317$ m, $V = 0,003$ m ³	N_{lo} , N_{fin}	T_w

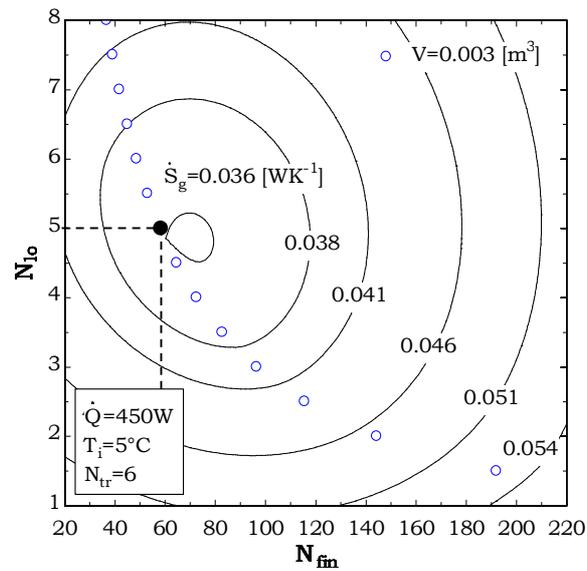
A Figura 11 representa as possibilidades de variações dos parâmetros geométricos para este exercício. Isso significa que, mantendo-se a altura e o volume constantes, o evaporador pode variar sua largura (com impacto no número de aletas, uma vez que o espaçamento entre aletas S_{fin} é constante) e seu comprimento (com impacto no número de de tubos longitudinais, N_{lo}).

Figura 11 – Possibilidades de variações geométricas mantendo altura e volume fixos



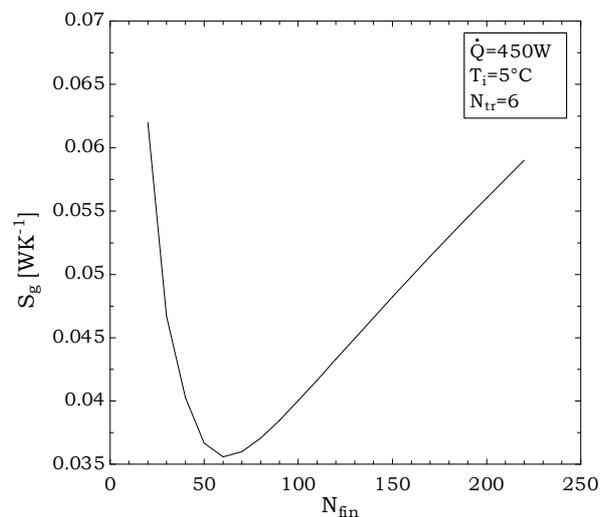
A Figura 12 mostra a taxa de geração de entropia variando-se simultaneamente o número de fileira de tubos na direção longitudinal ao escoamento de ar (com impacto no comprimento, L) e o número de aletas (com impacto na largura, W). É possível reparar a presença de um ótimo bem definido, onde a função objetivo apresenta um valor mínimo, na região onde $N_{lo} \cong 5$ e $N_{fin} \cong 60$. Para a condição de volume fixo, as faixas de solução se encontram somente sobre a função que define essa restrição (círculos azuis). As curvas de nível são *splines* extrapoladas sobre os resultados obtidos, gerando apenas uma indicação do caminho de minimização da taxa de geração de entropia, de forma que, fora da interseção com a função que define o volume constante (círculos azuis), os valores sejam apenas aproximações não calculadas pelo modelo. Ainda, os resultados calculados não levam em consideração as restrições dimensionais de integralidade para algumas variáveis (N_{fin} , N_{tr} e N_{lo}), cabendo à análise a definição dos parâmetros físicos que façam sentido. Um exemplo disso é a determinação de que o ponto calculado, considerando a restrição de volume, mais próximo do mínimo se encontra na região onde $N_{lo} = 5$ e $N_{fin} = 60$. Nesse caso, não faria sentido afirmar que o mínimo é satisfeito para $N_{lo} = 4,5$; por exemplo. As mesmas considerações são aplicadas a todas as figuras nas quais a restrição de volume está presente, ainda que os círculos azuis não estejam representados por motivo de clareza.

Figura 12 – Taxa de geração de entropia para altura e volume fixos



A Figura 13, por sua vez, representa a mesma resposta em forma bidimensional, onde a taxa de geração de entropia é plotada contra o número total de aletas. Percebe-se, nessa figura, o ponto de mínimo evidenciado de forma incontestável.

Figura 13 – Variação da taxa de geração de entropia com o número de aletas



A variação do número de Reynolds, na Figura 14, mostra que um menor número de aletas está vinculado a maiores valores para Reynolds. Para a altura, H , e o espaçamento entre aletas, S_{fin} , fixos, o menor número de aletas implica

em menor área efetiva de passagem do escoamento (pois diminui a largura total W do evaporador), contribuindo para maiores perdas de carga e menores vazões volumétricas insufladas pelo ventilador, conforme verificado nas Figuras 15 e 16.

Figura 14 – Variação do número de Reynolds para altura e volume fixos

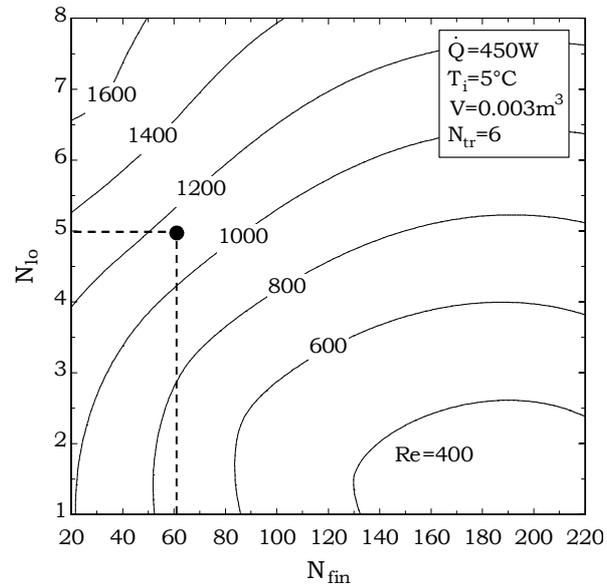


Figura 15 – Variação da perda de carga para altura e volume fixos

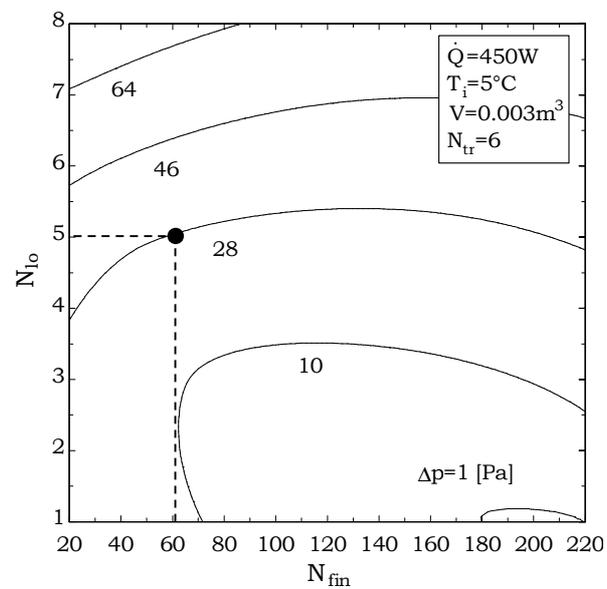
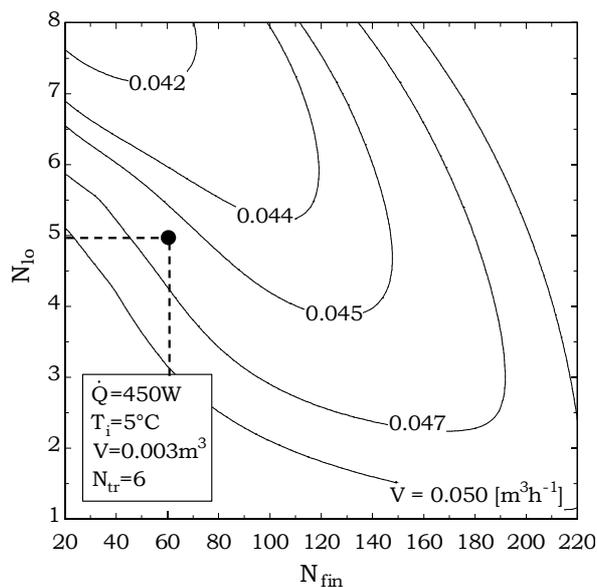


Figura 16 – Variação da vazão de ar insuflada pelo ventilador para altura e volume fixos



Simultaneamente, na medida em que o comprimento L aumenta (com o número de tubos longitudinais, N_{lo}), a área de superfície de troca de calor também aumenta, compensando a redução do número de aletas.

2.5 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Esse capítulo tratou da formulação matemática da transferência de calor e da perda de carga ao se considerar o lado do ar em um evaporador tubo-aletado operando a seco (sem formação de geada) em regime permanente. Condições geométricas, e correlações para os fatores j e f , foram obtidas de Kays & London (1984).

Foram realizadas análises de otimização geométrica visando à redução da taxa de geração de entropia. Ao se fixar apenas o número de aletas, uma geometria robusta é identificada como caminho de minimização. Para o outro caso simulado, a restrição geométrica de volume total constante foi mantida como parâmetro de projeto, assim como a capacidade de refrigeração e as condições de temperatura do ar de entrada.

A principal conclusão das análises é o impacto que as restrições geométricas de projeto exercem sobre a geometria ótima que leva a minimização da taxa de geração de entropia. A Tabela 4 sumariza os resultados obtidos:

Tabela 4 – Resumo dos resultados para o evaporador seco

Condição simulada	Volume Irrestrito	Altura fixa
Parâmetros fixos	N_{fin}	N_{tr}, V
Otimização seco	$N_{lo} \uparrow, N_{tr} \uparrow$ $N_{fin} = 103$	$N_{lo} = 5, N_{tr} = 6$ $N_{fin} = 60$
Níveis de \dot{S}_g [WK⁻¹] seco	0,044	0,035

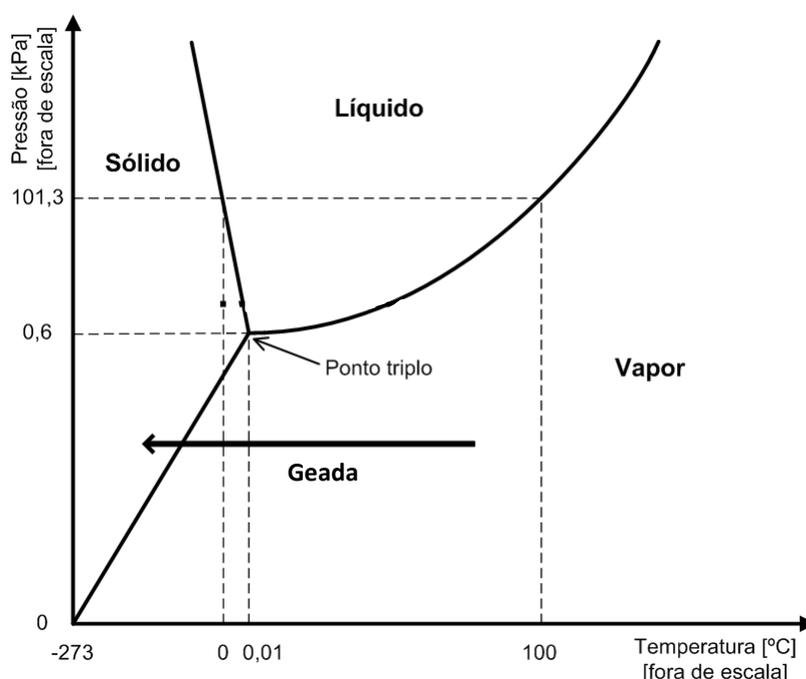
Para o caso de volume irrestrito, o caminho de minimização leva à robustez do evaporador, enquanto que, com a restrição de volume e altura, obtêm-se comportamento diferente. Esse caso possui ponto de ótimo bem definido

Porém, a análise anterior é válida para uma hipótese específica que não traduz o comportamento real da maioria dos evaporadores utilizados em refrigeração comercial. Tal hipótese, de evaporador seco, é verdadeira apenas no início dos processos de refrigeração, quando a geada ainda não foi formada.

3 EVAPORADOR COM GEADA

Ponto de orvalho é a temperatura abaixo da qual não é mais possível adicionar água à mistura ar e vapor d'água a uma dada pressão. Quando a temperatura do ar se situa abaixo do ponto de orvalho, ocorre mudança de fase do vapor d'água para a fase líquida ou sólida, dependendo da temperatura de superfície. Se esta estiver abaixo do ponto triplo, há dessublimação do vapor d'água, formando a geada, como mostra a Figura 17.

Figura 17 – Diagrama de fase da água



A mudança de fase pode ser classificada como homogênea ou heterogênea. Na primeira, não há interação entre a massa de ar e um substrato sólido. No processo heterogêneo, tal interação resulta ou na formação de gelo sólido (Figura 18a), que se deve aos processos de condensação e posterior congelamento da água, ou na formação de um meio poroso – a geada, caracterizada por ar úmido e cristais de gelo (Figura 18b) originados da dessublimação do vapor d'água.

Figura 18 – Diferença entre gelo (a) e geada (b)



Gelo e geada oferecem diferentes resistências à troca de calor entre o substrato e o ambiente. O primeiro possui uma condutividade térmica aproximadamente dez vezes maior que a segunda. Em adição, a geada possui uma densidade aproximadamente cinco vezes menor que a do gelo sólido, de modo que uma massa de geada ocupa um volume significativamente maior que a mesma massa de gelo, reduzindo a área de passagem e elevando a perda de carga em evaporadores. A maioria das aplicações de refrigeração (domésticas e comerciais) oferecem condições para a formação da geada, o que reduz o desempenho termo-hidráulico do componente e a eficiência energética do produto.

3.1 MODELO DO EVAPORADOR

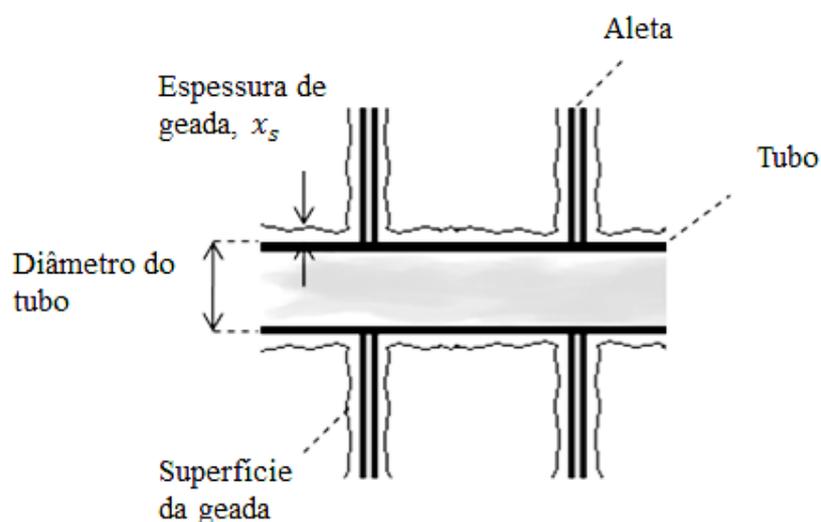
Esta seção trata do modelo matemático que considera a transferência de calor e massa no lado do ar do evaporador e a consequente formação de geada. Para tal, são apresentadas as simplificações adotadas, as variações sofridas pelas características geométricas com a formação de geada, o modelo de crescimento da geada e a função objetivo do processo de otimização.

Para o desenvolvimento das equações governantes dos fenômenos de transferência de calor e massa, bem como para o modelo de previsão de crescimento de geada e degelo, as seguintes hipóteses são consideradas:

- i) os processos de difusão de calor e massa na camada de geada são quase-estáticos e unidimensionais;
- ii) a espessura da camada de geada é uniforme ao longo do comprimento das aletas e radialmente em relação aos tubos;
- iii) a pressão do ar é uniforme ao longo da corrente de ar e na camada de geada;
- iv) a analogia de Lewis, que relaciona o coeficiente de transferência de calor com o coeficiente de transferência de massa, é aplicável, com $Le \cong 1$; e
- v) a temperatura superficial do evaporador e as propriedades do ar nas seções de entrada e saída são consideradas uniformes.

A Figura 19 apresenta um desenho esquemático das mudanças geométricas causadas pela presença de geada.

Figura 19 – Alterações geométricas decorrentes da presença da camada de geada (adaptado de Silva *et al.*, 2011)



Assim, as características geométricas do evaporador são obtidas das Equações 2.17 a 2.21, substituindo o diâmetro e a espessura pelos parâmetros d_{eq} e e_{eq} , que representam, respectivamente, o diâmetro equivalente da tubulação e a espessura equivalente de aleta, dados por:

$$d_{eq} = d_{tubo} + 2x_s \quad (3.1)$$

$$e_{eq} = e_{fin} + 2x_s \quad (3.2)$$

onde x_s é a espessura da geada considerada uniforme ao longo da superfície do trocador de calor.

Novamente, tomando o evaporador como volume de controle, um balanço de energia fornece:

$$\rho \dot{V} c_p \frac{dT}{dA_s} = \frac{kNu}{D_h} (T_s - T) \quad (3.3)$$

onde T_s é a temperatura de superfície da geada.

Um balanço de massa, por sua vez, fornece:

$$\rho \dot{V} \frac{d\omega}{dA_s} = \frac{\rho D Sh}{D_h} (\omega_s - \omega) \quad (3.4)$$

Da analogia de Lewis, com $Sh/Sc^{1/3} = Nu/Pr^{1/3}$, e com $St = Nu/RePr$, sendo $Re = \rho V D_h / \mu$, onde St é o número de Stanton e Pr é o número de Prandtl, Sc é o número de Schmidt e Sh é o número de Sherwood. A integração das Equações 3.3 e 3.4 conduz a duas soluções similares para o campo de temperaturas e umidade para o fluxo de ar cruzando o evaporador, dadas por:

$$\frac{T_o - T_s}{T_i - T_s} = \frac{\omega_o - \omega_{sat}(T_s)}{\omega_i - \omega_{sat}(T_s)} = \exp\left(-St \frac{A_s}{A_c}\right) \quad (3.5)$$

As Equações 3.5, acima, podem ser resolvidas analiticamente fornecendo as taxas de transferência de calor sensível e latente, tal que:

$$\frac{Q_{sen}}{c_p(T_i - T_s)} = \frac{Q_{lat}}{i_{sv}(\omega_i - \omega_s)} = \rho \dot{V} \left(1 - \exp\left(-St \frac{A_s}{A_c}\right)\right) \quad (3.6)$$

3.2 MODELO DE FORMAÇÃO DE GEADA

O modelo de formação de geada apresentado a seguir é uma adaptação para evaporadores tubo-aletados realizada por Ribeiro e Hermes (2014) sobre o modelo original de Hermes (2012). Tal modelo possui a grande vantagem de ser completamente algébrico, reduzindo o esforço computacional para sua aplicação.

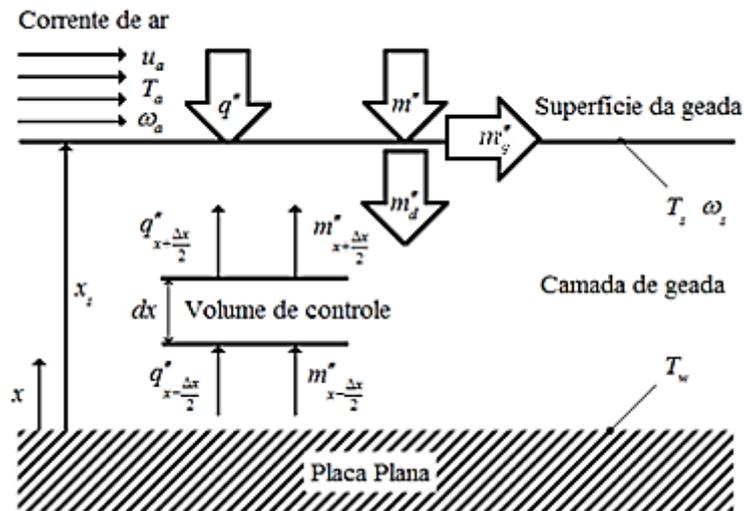
Considere-se o desenho esquemático do processo de crescimento de geada em uma placa plana, apresentado na Figura 20.

Um balanço de massa global na superfície da geada é representado pela Equação 3.7, onde os termos da direita são obtidos pela decomposição do fluxo

de massa de vapor d'água que encontra a superfície da geada em um fluxo de crescimento (m''_g) e outro de adensamento (m''_d),

$$m'' = m''_g + m''_d \quad (3.7)$$

Figura 20 – Representação do modelo de formação de geada (adaptado de Hermes *et al.*, 2009)



O balanço de massa mostra ainda que:

$$m'' = \frac{d}{dt} \int_0^{x_s} \rho(x) dx = \rho_f \frac{dx_s}{dt} + x_s \frac{d\rho_f}{dt} \quad (3.8)$$

onde $m'' = h_m(\omega_a - \omega_s)$ é o fluxo de massa de vapor do ar úmido para o meio poroso. Um balanço local de massa no volume de controle ilustrado na Figura 20 fornece:

$$m''_{x-\frac{\Delta x}{2}} - m''_{x+\frac{\Delta x}{2}} + \dot{\omega} \Delta x = 0 \quad (3.9)$$

Para um volume de controle infinitesimal, obtém-se:

$$\frac{dm''}{dx} - \dot{\omega} = 0 \quad (3.10)$$

Considerando o processo como uma reação homogênea (Hermes *et al.*, 2009) pode-se definir $\dot{\omega} = -\rho\lambda\omega$, onde λ é o coeficiente de dessublimação da água. Adicionalmente, a lei de Fick da difusão pode ser invocada:

$$m'' = \rho \frac{D\epsilon_f}{\tau_f} \frac{d\omega}{dx} \quad (3.11)$$

onde, D é a difusividade do vapor d'água no ar, ϵ_f é a porosidade e τ_f é a tortuosidade da geada, sendo $D_f = D\epsilon_f/\tau_f$ a difusividade efetiva da geada.

Combinando as Equações 3.10 e 3.11, chega-se a:

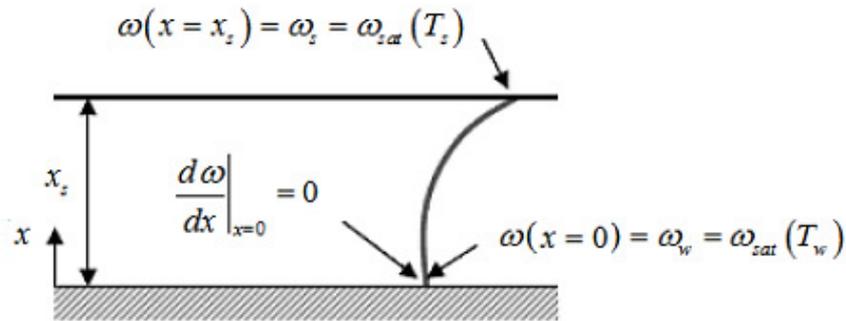
$$D_f \frac{d^2 \omega}{dx^2} = \lambda \omega \quad (3.12)$$

A Equação 3.12 é uma equação diferencial ordinária (EDO) com solução geral dada por:

$$\omega(x) = \text{coef}_1 \exp\left(\sqrt{\frac{\lambda \tau_f}{D \epsilon_f}} x\right) - \text{coef}_2 \exp\left(-\sqrt{\frac{\lambda \tau_f}{D \epsilon_f}} x\right) \quad (3.13)$$

sendo as condições de contorno necessárias à obtenção dos coeficientes coef_1 e coef_2 mostradas na Figura 21. A umidade absoluta rente à placa é avaliada na condição de saturação à própria temperatura da placa, e a variação de umidade é nula (superfície impermeável). Na superfície da geada, a umidade pode ser avaliada na condição de saturação à temperatura da superfície (Hermes *et al.*, 2009).

Figura 21 – Perfil de umidade e condições de contorno (adaptado de Hermes *et al.*, 2009)



Aplicando as condições de contorno, obtém-se o perfil de umidade ao longo da camada de geada:

$$\omega(x) = \omega_{sat_w} \cdot \cosh\left(\sqrt{\frac{\lambda \tau_f}{D \epsilon_f}} \cdot x\right) \quad (3.14)$$

Define-se o número de Hatta tal que $x = x_s \rightarrow \omega = \omega_{sat_s}$,

$$\text{Ha} = \cosh^{-1}\left(\frac{\omega_{sat_s}}{\omega_{sat_w}}\right) = \sqrt{\frac{\lambda \tau_f}{D \epsilon_f}} \cdot x_s \quad (3.15)$$

O número de Hatta, quando elevado ao quadrado, representa a razão entre os tempos característicos de difusão e de dessublimação, i.e., $t_{\text{dif}} = \tau_f x_s^2 / D\epsilon_f$ e $t_{\text{des}} = 1/\lambda$. Assim, o coeficiente de dessublimação pode ser obtido em função do número de Hatta:

$$\lambda = \frac{D\epsilon_f}{\tau_f x_s^2} \text{Ha}^2 \quad (3.16)$$

Da Equação 3.8, a taxa de crescimento da camada de geada pode ser escrita em função do fluxo de massa e da densidade média da geada:

$$\frac{dx_s}{dt} = \frac{m''}{\rho_f} - \frac{x_s}{\rho_f} \frac{d\rho_f}{dt} \quad (3.17)$$

Realizando um balanço local de energia, conforme destacado na Figura 20, obtém-se:

$$q''_{x+\Delta x/2} - q''_{x-\Delta x/2} - (m''_{x+\Delta x/2} - m''_{x-\Delta x/2})i_{sv} = 0 \quad (3.18)$$

Para um volume de controle infinitesimal, tem-se:

$$\frac{dq''}{dx} - \frac{dm''}{dx} i_{sv} = 0 \quad (3.19)$$

Tal equação considera que a variação no fluxo de calor sensível é igual a taxa com que o vapor d'água sofre dessublimação.

Fazendo uso da Lei de Fourier, $q'' = -k_f \partial T / \partial x$, e combinando-a com a Equação 3.19, tem-se:

$$k_f \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = -\rho_a i_{sv} \lambda \omega \quad (3.20)$$

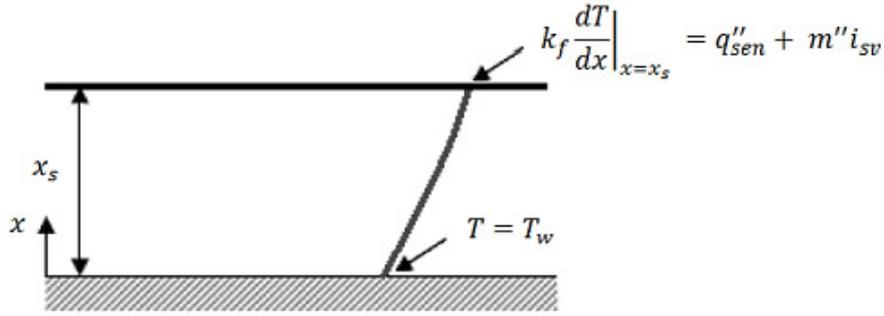
À Equação 3.20 pode-se acrescentar o termo $\omega(x)$, da Equação 3.14, resultando em:

$$k_f \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = -\rho_a i_{sv} \lambda \omega_{\text{sat}w} \cosh\left(\sqrt{\frac{\lambda \tau_f}{D\epsilon_f}} \cdot x\right) \quad (3.21)$$

Integrando, duas vezes, obtém-se:

$$T = -\frac{\rho_a i_{sv} \lambda \omega_{\text{sat}w}}{k_f} \frac{D\epsilon_f}{\lambda \tau_f} \cosh\left(\sqrt{\frac{\lambda \tau_f}{D\epsilon_f}} \cdot x\right) + \text{coef}_1 x + \text{coef}_2 \quad (3.22)$$

Aqui, as condições de contorno necessárias para obtenção dos coeficientes coef_1 e coef_2 são representadas na Figura 22: temperatura prescrita da placa em $x = 0$ e balanço de energia na superfície da geada (Hermes *et. al.*, 2009).

Figura 22 – Perfil de temperatura e condições de contorno (adaptado de Hermes *et al.*, 2009)

Aplicando as condições de contorno, chega-se, finalmente, no perfil de temperatura ao longo da camada de geada, dado por:

$$T_s = T_w + \frac{q'' + m'' i_{sv} + D_f \rho_a (\omega_w - \omega_s) i_{sv}}{k_f} \quad (3.23)$$

ou, em termos do número de Hatta,

$$T_s = T_w + \frac{q'' + m'' i_{sv}}{k_f} + \frac{D_f}{k_f} \rho_a \omega_w (1 - \cosh Ha) i_{sv} \quad (3.24)$$

Considerando os perfis de temperatura na camada de geada lineares, pois $\cosh(Ha) \cong 1$, tem-se que:

$$k_f \frac{T_s - T_w}{x_s} = h(T_a - T_s) + h(\omega_a - \omega_s) \frac{i_{sv}}{c_p} \quad (3.25)$$

onde $Le \approx 1$, $\omega_s = \omega_{sat}(T_s)$ e $\omega_w = \omega_{sat}(T_w)$. Definindo o número de Biot como $Bi = hx_s/k_f$, tem-se (Hermes, 2012):

$$\theta = \frac{T_s - T_w}{T_a - T_s} = Bi \left(1 + \left(\frac{\omega_a - \omega_s}{T_a - T_s} \right) \frac{i_{sv}}{c_p} \right) \quad (3.26)$$

onde, segundo Hermes (2012):

$$\frac{\omega_a - \omega_s}{T_a - T_s} \approx \frac{\omega_a - \omega_w}{T_a - T_w} \quad (3.27)$$

Ainda, pode-se definir a espessura adimensional da camada de geada, $X = x_s/L_D$, o número de Nusselt associado à camada limite externa, $Nu = hL_D/k$, e o número de Biot, $Bi = NuX k/k_f$, onde k_f e ρ_f advêm de relações empíricas:

$$\rho_f = c_0 \exp(c_1 T_w + c_2) \quad (3.28)$$

$$k_f = k_{f0} + \beta \rho_f \quad (3.29)$$

onde $k_{f0} = 0,132 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ e $\beta = 3.10^{-4} \text{ m}^4 \text{ s}^{-3} \text{ K}^{-1}$ (Hermes *et al.*, 2009). Os valores dos coeficientes c_0 , c_1 e c_2 serão ajustados com base em dados experimentais.

Logo,

$$\theta = \text{Bi} \left(1 + \frac{1}{\text{Ja}} \right) = \text{Nu} \left(1 + \frac{1}{\text{Ja}} \right) \frac{k}{k_f} X \quad (3.30)$$

onde Ja é o número de Jakob modificado, introduzido por Hermes (2012), dado por:

$$\text{Ja} = \frac{T_a - T_w}{\omega_a - \omega_w} \frac{c_p}{i_{sv}} \quad (3.31)$$

Pode-se escrever as seguintes relações de temperaturas adimensionais:

$$\frac{T_s - T_w}{T_a - T_w} = \frac{\theta}{1 + \theta} \quad (3.32)$$

$$\frac{T_a - T_s}{T_a - T_w} = \frac{1}{1 + \theta} \quad (3.33)$$

Então, uma vez que X , T_a e T_s são conhecidos, a variação adimensional de temperatura $\theta(X)$ pode ser determinada no tempo. Definindo o tempo adimensional:

$$\tau = \frac{\rho_f t}{k_f c_p L_D^2} \quad (3.34)$$

onde τ é o número de Fourier modificado baseado no comprimento difusivo L_D e nas propriedades da geada, fazendo-se uso da relação $k_f/\rho_f = k_{fo}/\rho_f + \beta$, e reparando que $k_{fo}/\rho_f \gg \beta$, segue que $k_f/\rho_f \approx k_{fo}/\rho_f$, resultando em:

$$t_{on} = \frac{c_p L_D^2}{k_{fo}} \rho_f \tau \quad (3.35)$$

Diferenciando a Equação 3.35:

$$dt = \rho_f \frac{c_p L_D^2}{k_{fo}} d\tau + \tau \frac{c_p L_D^2}{k_{fo}} d\rho_f \quad (3.36)$$

Pode-se, então, reescrever a Equação 3.8 como:

$$L_D \rho_f dX + L_D X d\rho_f = \dot{m} \frac{c_p L_D^2}{k_{fo}} (\rho_f d\tau + \tau d\rho_f) \quad (3.37)$$

Hermes (2012), através de manipulações algébricas, mostrou, ainda, que:

$$\dot{m} \frac{c_p L_D^2}{k_{fo}} = \frac{\text{Nu}}{\kappa} \frac{\Delta\omega}{1 + \theta} L_D \quad (3.38)$$

onde $\Delta\omega = \omega_a - \omega_w$ e $\kappa = k_{fo}/k$.

Esse desenvolvimento leva à seguinte equação adimensional para a espessura de geada, proposta por Hermes (2012):

$$dX + \left(X - \frac{Nu \Delta\omega}{\kappa} \frac{\tau}{1 + \theta} \right) \frac{d\rho_f}{\rho_f} = \frac{Nu \Delta\omega}{\kappa} \frac{\Delta\omega}{1 + \theta} d\tau \quad (3.39)$$

Tal equação pode ser diferenciada e manipulada de modo a se obter:

$$\frac{d\rho_f}{\rho_f} = \Delta T \frac{\theta}{1 + \theta} \frac{dX}{X} \quad (3.40)$$

com $\Delta T = c(T_a - T_w)$. Assim, a nova equação de trabalho se torna:

$$\frac{dX}{d\tau} = \frac{Nu\Delta\omega}{\kappa + Nu(1 + \Delta T) \left(1 + \frac{1}{Ja}\right) X - Nu\Delta\omega\Delta T \frac{\theta}{1 + \theta} \frac{\tau}{X}} \quad (3.41)$$

Hermes (2012) mostra, por meio de análise de escala, que $\theta/(1 + \theta) \sim 1$ e que $X \sim \tau^{1/2}$, o que leva a:

$$\frac{\theta}{1 + \theta} \frac{\tau}{X} = CX \quad (3.42)$$

onde C é uma constante a ser determinada. Assim, a Equação 3.41 é transformada em:

$$\frac{dX}{d\tau} = \frac{Nu\Delta\omega}{\kappa + Nu \left[(1 + \Delta T) \left(1 + \frac{1}{Ja}\right) - C\Delta\omega\Delta T \right] X} \quad (3.43)$$

que pode ser integrada diretamente:

$$\kappa \int_0^X dX + Nu \left[(1 + \Delta T) \left(1 + \frac{1}{Ja}\right) - C\Delta\omega\Delta T \right] \int_0^X X dX = Nu\Delta\omega \int_0^\tau d\tau \quad (3.44)$$

resultando em:

$$X^2 + d_1 X - d_0 \tau = 0 \quad (3.45)$$

onde os coeficientes d_0 e d_1 são:

$$d_0 = \frac{2\Delta\omega}{(1 + \Delta T) \left(1 + \frac{1}{Ja}\right) - C\Delta\omega\Delta T} \quad (3.46)$$

$$d_1 = \frac{2\kappa}{Nu} \frac{1}{(1 + \Delta T) \left(1 + \frac{1}{Ja}\right) - C\Delta\omega\Delta T} \quad (3.47)$$

A raiz positiva da Equação 3.45, quadrática, é dada por (Hermes, 2012):

$$X = \frac{-d_1 + \sqrt{d_1^2 + 4d_0\tau}}{2} \quad (3.48)$$

Ainda, após o período inicial de crescimento dos cristais, a análise de escala $\tau/X \sim X/d_0$ se aplica, a qual, ao ser introduzida na Equação 3.46, resulta em $C \sim 1/d_0$. Com isso, o coeficiente C pode ser calculado por:

$$C = \frac{(1 + \Delta T) \left(1 + \frac{1}{j_a}\right)}{\Delta \omega (2 + \Delta T)} \quad (3.49)$$

Os coeficientes d_0 e d_1 podem, então, ser reescritos da seguinte forma (Hermes, 2012):

$$d_0 = \Delta \omega \frac{(2 + \Delta T)}{(1 + \Delta T) \left(1 + \frac{1}{j_a}\right)} \quad (3.50)$$

$$d_1 = \frac{\kappa}{Nu} \frac{(2 + \Delta T)}{(1 + \Delta T) \left(1 + \frac{1}{j_a}\right)} \quad (3.51)$$

A adaptação do modelo de formação de geada se dá substituindo-se o comprimento difusivo de placa L_D pelo diâmetro hidráulico do evaporador.

3.3 EQUAÇÕES DE FECHAMENTO

Para a construção do modelo são necessárias informações sobre o número de Stanton e para o fator de atrito. No caso do primeiro, a seguinte correlação empírica foi proposta:

$$j = StPr^{2/3} = a_0 Re^{a_1} \phi^{a_2} \quad (3.52)$$

onde $\phi = A_s/A_{tube}$ é o fator de aletamento e A_{tube} é a área total da tubulação do evaporador. No caso do fator de atrito, propôs-se:

$$f = b_0 Re^{b_1} \phi^{b_2} \quad (3.53)$$

A obtenção dos coeficientes das Equações 3.52 e 3.53 para o evaporador operando em condições de formação de geada foi obtido a partir da resolução do modelo de forma inversa, com dados experimentais de Silva *et al.* (2011). Essa abordagem é necessária pelo motivo de que os valores fornecidos por Keys & London (1982) não levam em consideração os efeitos da formação de geada.

3.4 CÁLCULO DA GERAÇÃO DE ENTROPIA EXTERNA AO EVAPORADOR

A equação de Gibbs, que relaciona termos de transferência de calor ($d\dot{H}$), dissipação viscosa ($\dot{V}dp$) e transferência de massa ($\tilde{\mu}_v d\dot{N}_v$), com a entropia ($Td\dot{S}$), é dada por:

$$d\dot{H} = Td\dot{S} + \dot{V}dp + \tilde{\mu}_v d\dot{N}_v \quad (3.54)$$

onde $\tilde{\mu}_v$ é o potencial químico do vapor d'água na mistura água/ar, e o sobrescrito “~” indica quantidades molares.

Considerando balanços globais de energia, entropia e massa de vapor d'água, através do evaporador, como indicado na Figura 23, obtém-se:

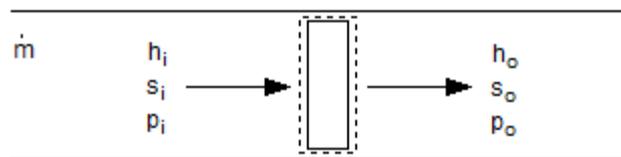
$$d\dot{H} = - \left(q + m \frac{\tilde{h}_v}{M_v} \right) dA_s \quad (3.55)$$

$$d\dot{S} = - \left(\frac{q}{T_e} + m \frac{\tilde{s}_v}{M_v} \right) dA_s + d\dot{S}_g \quad (3.56)$$

$$d\dot{N}_v = - \frac{m dA_s}{M_v} \quad (3.57)$$

onde q e m são os fluxos de calor sensível e de massa de vapor, respectivamente, e M_v é a massa molar da água.

Figura 23 – Balanços de massa, energia e quantidade de movimento no evaporador



Substituindo as Equações 3.55, 3.56 e 3.57 na Equação 3.54, isolando a geração de entropia e integrando ao longo da área de troca de calor, obtém-se:

$$\dot{S}_{ge} = qA_s \left(\frac{\Delta T}{T_w T_m} \right) + \frac{mA_s}{M_v} \left(\frac{\tilde{h}_v}{T_m} - \tilde{s}_v - \frac{\tilde{\mu}_v}{T_m} \right) + \frac{\dot{V}\Delta p}{T_m} \quad (3.58)$$

Utilizando a aproximação proposta por San *et al.* (1987), obtém-se:

$$\frac{1}{M_v} \left(\frac{\tilde{h}_v}{T_m} - \tilde{s}_v - \frac{\tilde{\mu}_v}{T_m} \right) \approx R_v \left(\frac{\Delta T}{T_m} + \frac{\Delta \omega}{\omega_m} \right) \quad (3.59)$$

onde R_v é a constante de gás ideal para o vapor d'água (465 J/kgK).

Considerando a seguinte expressão derivada por Kays & London (1984) para a queda de pressão, obtém-se:

$$\Delta p = p_i - p_o = \frac{f \rho}{2} \left(\frac{\dot{V}}{A_c} \right)^2 \frac{A_s}{A_c} \quad (3.60)$$

onde f é o fator de atrito de Fanning e \dot{V} é a vazão volumétrica de ar.

Substituindo as Equações 3.59 e 3.60 na Equação 3.58, obtém-se:

$$\frac{\dot{S}_{ge}}{A_s} = \frac{\dot{Q}_{sen}}{A_s} \frac{\Delta T}{T_w T_m} + \frac{\dot{Q}_{lat}}{A_s} \frac{R_v}{i_{sv}} \left(\frac{\Delta \omega}{\omega_m} + \frac{\Delta T}{T_m} \right) + \frac{f \rho}{2 A_s T_m} u_c^3 \quad (3.61)$$

onde o primeiro termo do lado direito indica a geração de entropia devida à transferência de calor, o segundo termo é relacionado à transferência de massa, o terceiro termo à transferência conjugada de calor e massa, e o quarto termo à dissipação viscosa do escoamento.

Multiplicando ambos os lados da Equação 3.61 por $T_w A_s / \dot{Q}_e$, obtém-se:

$$\frac{T_w \dot{S}_{ge}}{\dot{Q}_e} = \frac{\dot{Q}_{sen}}{\dot{Q}_e} \frac{\Delta T}{T_m} + \frac{T_w \dot{Q}_{lat}}{\dot{Q}_e} \frac{R_v}{i_{sv}} \left(\frac{\Delta \omega}{\omega_m} + \frac{\Delta T}{T_m} \right) + \frac{f \rho u_c^3}{2 A_s T_m} \frac{T_w}{\dot{Q}_e} \quad (3.62)$$

onde, pode-se identificar o Fator de Calor Sensível (FCS):

$$\frac{\dot{Q}_{sen}}{\dot{Q}_e} = \text{FCS} \quad (3.63)$$

$$\frac{\dot{Q}_{lat}}{\dot{Q}_e} = 1 - \text{FCS} \quad (3.64)$$

Reescrevendo a Equação 3.62,

$$\frac{T_w \dot{S}_{ge}}{\dot{Q}_e} = \text{FCS} \frac{\Delta T}{T_m} + (1 - \text{FCS}) \frac{R_v T_w}{i_{sv}} \left(\frac{\Delta \omega}{\omega_m} + \frac{\Delta T}{T_m} \right) + \frac{f \rho u_c^3}{2 A_s T_m} \frac{T_w}{\dot{Q}_e} \quad (3.65)$$

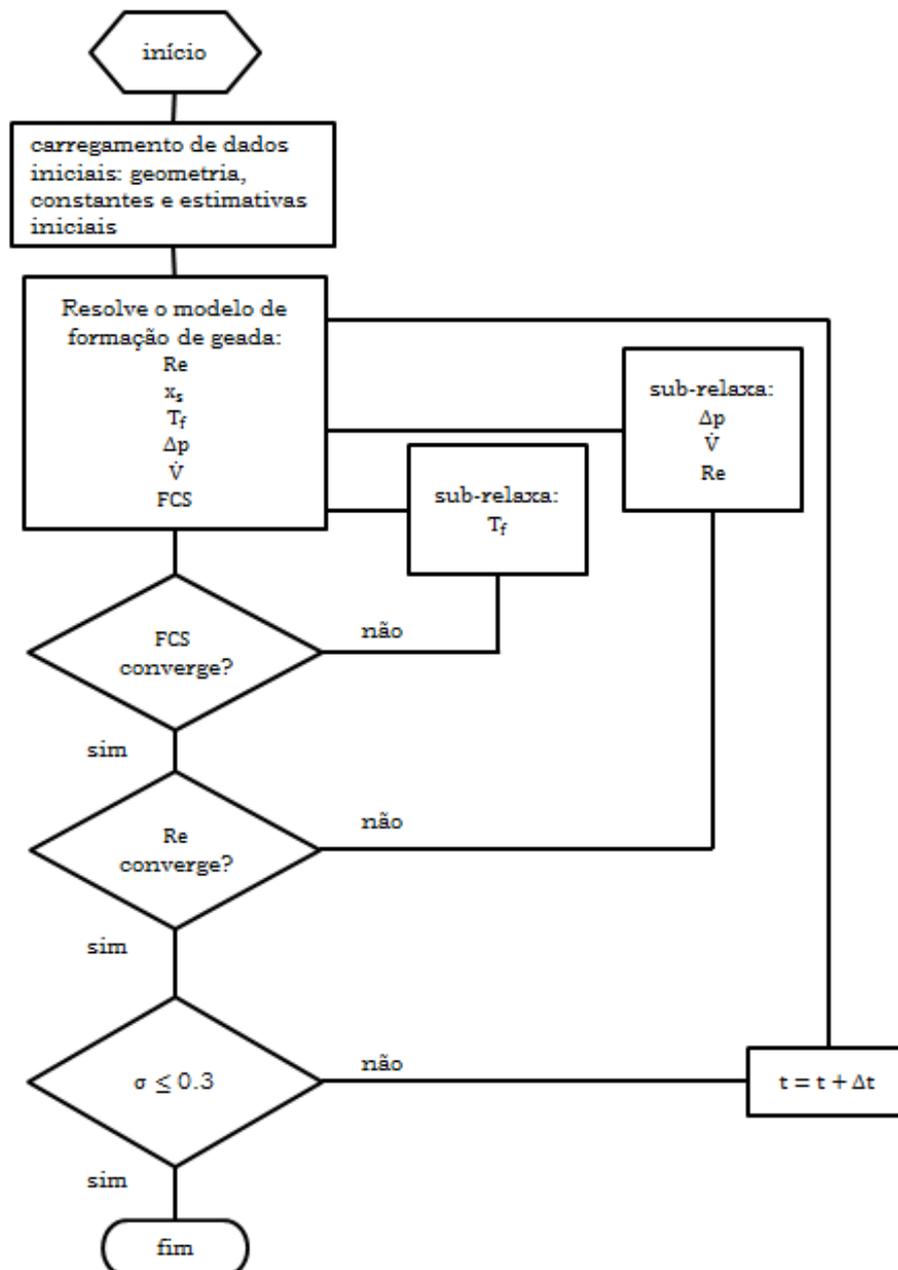
ou, ainda,

$$\dot{S}_{ge} = \frac{\dot{Q}_e}{T_w} \left[\text{FCS} \frac{\Delta T}{T_m} + (1 - \text{FCS}) \frac{R_v T_w}{i_{sv}} \left(\frac{\Delta \omega}{\omega_m} + \frac{\Delta T}{T_m} \right) \right] + \frac{f \rho u_c^3}{2 A_s T_m} \quad (3.66)$$

onde T_m e ω_m são, respectivamente, a temperatura e a umidade absoluta média da corrente de ar e u_c é a velocidade do ar que escoava através da área de passagem do evaporador.

A Figura 24 apresenta o algoritmo de solução do modelo, com destaque para as condições de convergência e critério de parada quando o bloqueio da área de passagem por formação de geada atinge 70%.

Figura 24 – Algoritmo de solução do modelo de evaporador com formação de geada



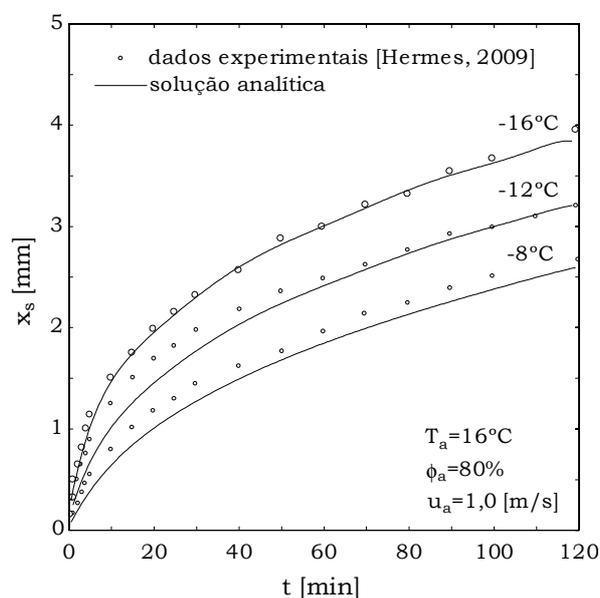
3.5 RESULTADOS

Os resultados apresentados a seguir tratam da validação e análise de sensibilidade do modelo do evaporador sujeito à formação de geada, com base em dados experimentais obtidos na literatura.

3.5.1 VALIDAÇÃO

O modelo analítico de formação de geada de Hermes (2012) foi implementado e comparado contra dados experimentais de Hermes *et al.* (2009) para escoamentos sobre placas planas, apresentando boa concordância, como mostra a Figura 25. Neste caso, os valores $c_0 = 207$, $c_1 = 0,266$ e $c_2 = -0,615T_s$ para a correlação de densidade de geada, Equação 3.28, foram empregados.

Figura 25 – Validação do modelo analítico de formação de geada em placas planas (Hermes, 2012)



O modelo do trocador de calor foi calibrado a partir dos dados experimentais de Silva *et al.* (2011) de acordo com suas condições de teste para diferentes números de aletas. Tais condições são, para o ar, $T_i = 2,5^\circ\text{C}$, $\omega_i = 0,0039 \text{ kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar}}$, número de aletas variando entre 71, 103 e 151 com espaçamento constante $S_{\text{fin}} = 0.001 \text{ m}$, e dimensões $W = 0,07 \text{ m}$, $0,102 \text{ m}$ e

0,15 m (para cada condição de aletamento), $H = 0.15$ m e $L = 0.05$ m. A curva do ventilador utilizada em tais testes e implementada para a validação do modelo é do tipo (Silva *et al.*, 2011):

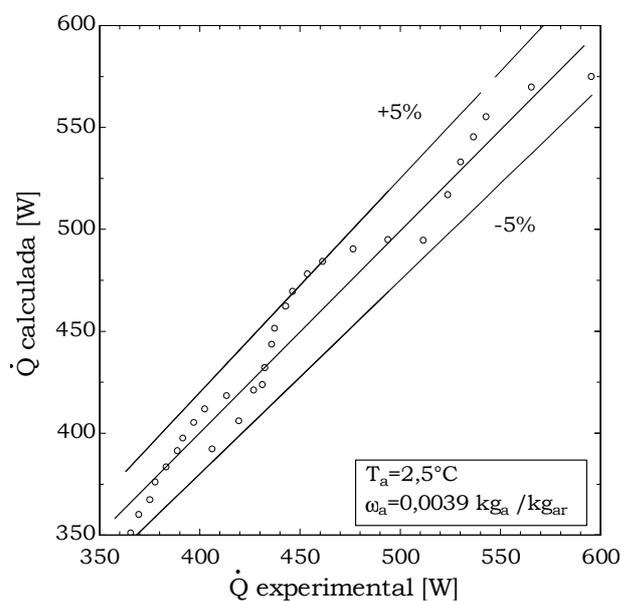
$$\dot{V} = \frac{\bar{v}_{fan} + c_{fan}\Delta p + e_{fan}\Delta p^2 + g_{fan}\Delta p^3 + i_{fan}\Delta p^4 + k_{fan}\Delta p^5}{1 + b_{fan}\Delta p + d_{fan}\Delta p^2 + f_{fan}\Delta p^3 + h_{fan}\Delta p^4 + j_{fan}\Delta p^5} \quad (3.6)$$

com os coeficientes: $\bar{v}_{fan} = 1,74537 \times 10^2$, $b_{fan} = -1,1003 \times 10^{-1}$, $c_{fan} = -2,2216 \times 10^1$, $d_{fan} = 4,41712 \times 10^{-3}$, $e_{fan} = 1,10272 \times 10^0$, $f_{fan} = -7,8243 \times 10^{-5}$, $g_{fan} = -2,675906 \times 10^{-2}$, $h_{fan} = 6,06656 \times 10^{-7}$, $i_{fan} = 3,21896 \times 10^{-4}$, $j_{fan} = -1,4769 \times 10^{-9}$ e $k_{fan} = -1,5457 \times 10^{-6}$.

A obtenção dos coeficientes das Equações 3.28, 3.52 e 3.53, para cálculo do número de Stanton, do fator de atrito e da densidade da geada, foi realizada a partir da resolução inversa do modelo proposto pelo algoritmo da Figura 24. Ou seja, os parâmetros de entrada foram aqueles que usualmente são respostas (espessura de geada, relação de perda de carga e vazão volumétrica, etc.) obtidos dos dados experimentais coletados por Silva *et al.* (2011) para as mesmas condições geométricas. Dessa forma, o modelo resolvido inversamente apresentou os dados de interesse como variáveis resposta e as correlações foram ajustadas, obtendo-se os valores: $\bar{v}_0 = 15,7$, $\bar{v}_1 = -0,74$, $\bar{v}_2 = -1,14$, $b_0 = 139,5$, $b_1 = -0,73$, $b_2 = -1,34$, $c_0 = 169$, $c_1 = -0,046$ e $c_2 = -0,05$.

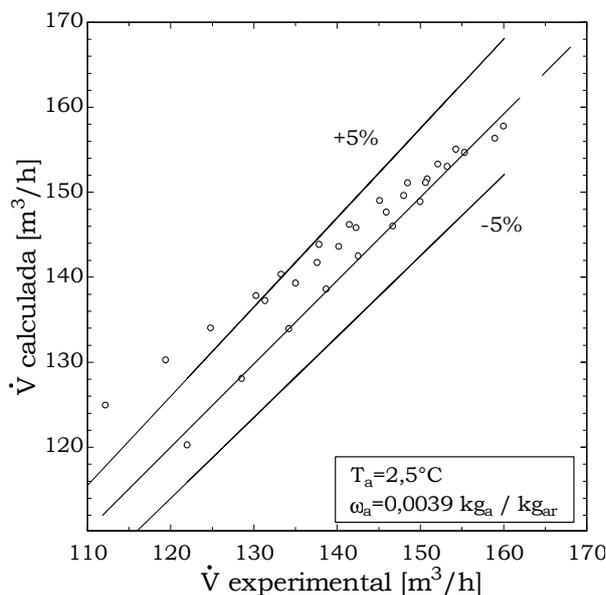
A Figura 26 compara os valores calculados e experimentais para a taxa total de transferência de calor, nas três condições de aletamento, durante o processo de formação da geada. Observa-se que as capacidades de refrigeração variaram entre 350W e 550W. Além disso, os valores permanecem dentro de faixas de erro de $\pm 5\%$, indicando uma boa concordância entre as previsões do modelo matemático com os dados experimentais.

Figura 26 – Comparação entre resultados do modelo e experimentais (Silva et. al, 2011) para a taxa de calor total do evaporador



Análise semelhante é realizada na Figura 27, onde são comparados os valores calculados e experimentais para a vazão de ar fornecida pelo ventilador, nas três condições de aletamento, durante o processo de formação da geada. Observa-se que o bloqueio da área de passagem pela geada aumenta a perda de carga e é responsável pela variação de vazão entre 110 e $150 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$, de acordo com a curva do ventilador. A maioria dos pontos situam-se no interior das faixas de erro de $\pm 5\%$, o que indica que o processo de *curve fitting* foi adequado.

Figura 27 – Comparação entre resultados do modelo e experimentais (Silva *et. al*, 2011) para a vazão de ar insuflado

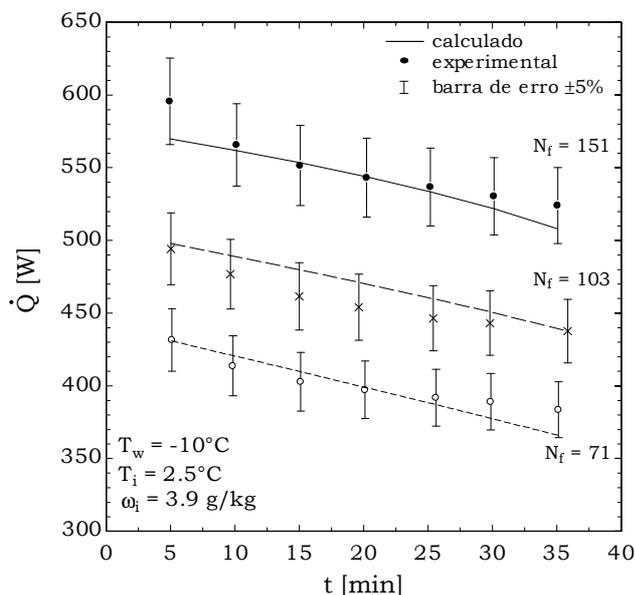


3.5.2 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

A sensibilidade do modelo em relação ao número de aletas é apresentada nas Figuras 28 e 29. As condições de operação utilizadas para as simulações foram, novamente, $T_i = 2,5^\circ\text{C}$ e $\omega_i = 0,0039 \text{ kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar}}$, variando-se, então, o número de aletas em 71, 103 e 151.

A Figura 28 apresenta a evolução temporal das taxas de transferência de calor total obtidas através do modelo. Nota-se que os resultados obtidos pela simulação possuem boa correspondência com os dados experimentais, estando situados dentro das faixas de incerteza experimental de $\pm 5\%$. Pode-se perceber a influência do número de aletas na taxa de transferência de calor total. Esse parâmetro se relaciona com a área superficial de transferência de calor, A_s , e com a perda de carga devida ao aumento ou diminuição da área de passagem, A_c . Assim, um maior número de aletas para um trocador de mesmo tamanho aumenta a área superficial de troca de calor, mas diminui a área de passagem, aumentando a perda de carga que é intensificada com a formação de geada.

Figura 28 – Evolução da taxa de transferência de calor total para três condições de aletamento



Análise semelhante para a vazão de insuflamento de ar fornecida pelo ventilador é apresentada na Figura 29. As curvas de vazão decrescem com o tempo devido ao aumento de perda de carga. A relação entre a vazão de insuflamento e a perda de carga se dá através da relação apresentada pela curva do ventilador (Figura 9). Novamente, a condição que representa maior restrição ao fluxo de ar (i.e., número de aletas igual a 151) é aquela que apresenta maior variação de vazão, o que é representado pela inclinação das curvas na figura, o que explica a redução da taxa de troca de calor na figura anterior.

As Figuras 30 e 31 apresentam, respectivamente, a evolução temporal da espessura de geada e da temperatura superficial da geada. Uma vez que a temperatura de evaporação é fixa, a diminuição da área de passagem gerada pelo aumento do número de aletas e o consequente aumento de perda de carga levam a uma diminuição no fluxo de ar que passa pelo evaporador, diminuindo, também, a transferência de massa, o que retarda o crescimento da geada. Como consequência, a temperatura de superfície da geada se afasta da temperatura de evaporação (-10°C) a taxas menores para os casos com N_{fin} maiores.

Figura 29 – Evolução da vazão de ar insuflado para três condições de aletamento

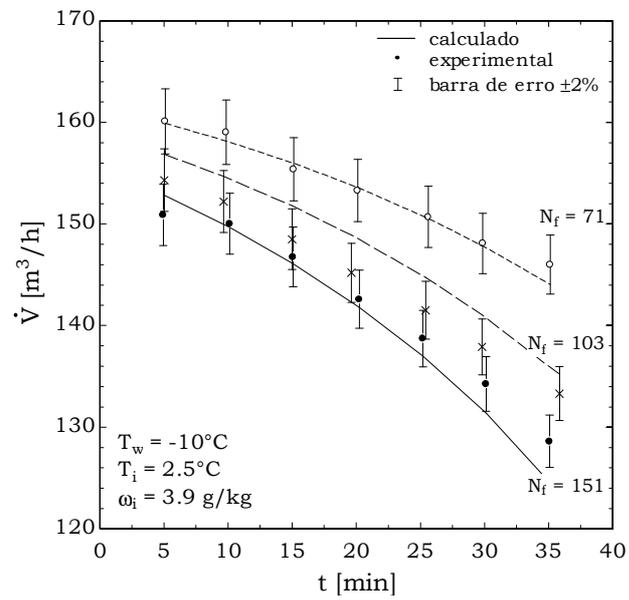


Figura 30 – Crescimento de geada para três condições de aletamento

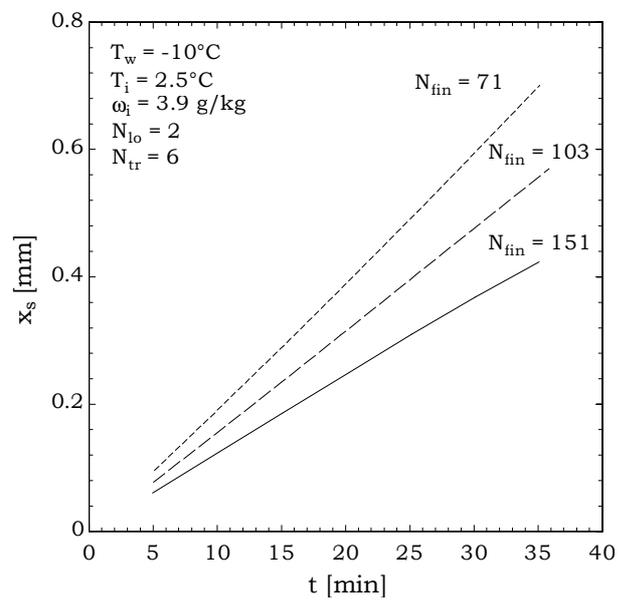
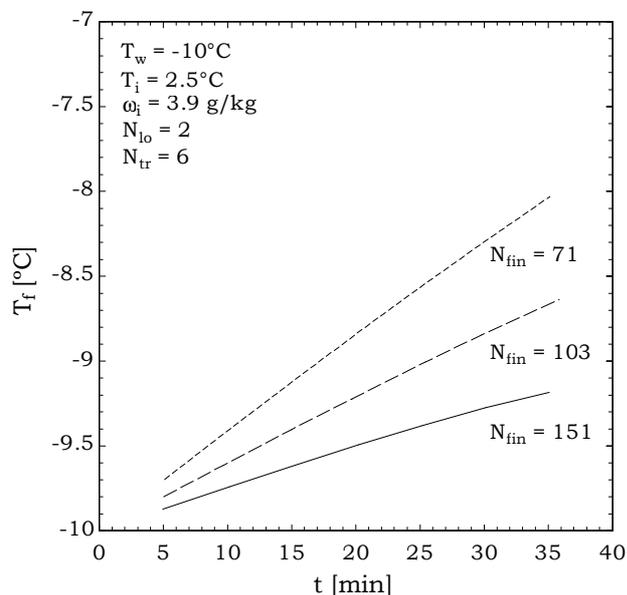
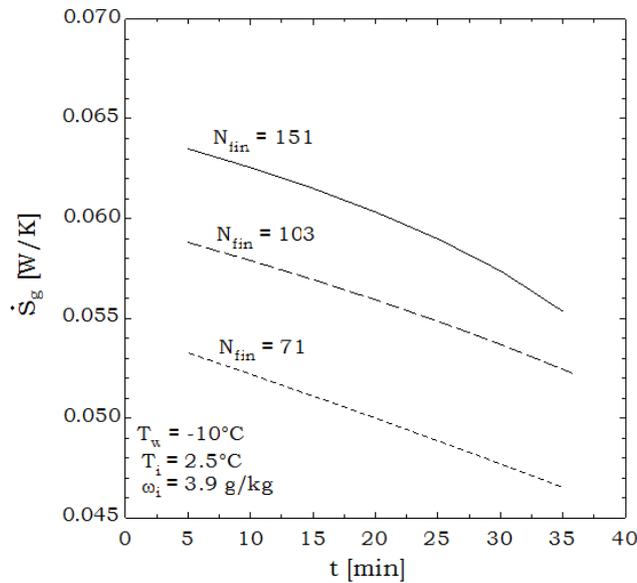


Figura 31 – Temperatura da superfície da geada para três condições de aletamento



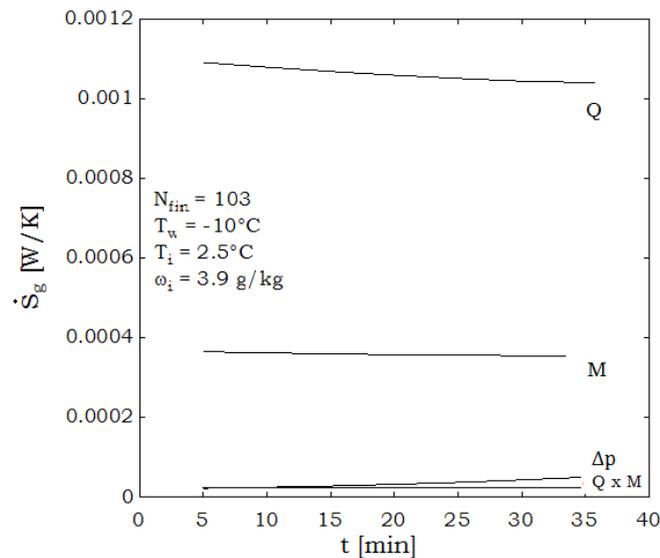
A Figura 32 mostra a taxa total de geração total de entropia, dada pela Equação 3.66, para três trocadores de mesma geometria com diferentes números de aletas. Verifica-se que a taxa de geração de entropia diminui com o tempo, o que é consequência da diminuição da taxa de transferência de calor na medida em que o evaporador fica bloqueado pela formação de geada. A variação é mais perceptível para o caso de 151 aletas, por apresentar maior área de transferência de calor.

Figura 32 – Evolução da taxa de geração de entropia para três condições de aletamento



A Figura 33 apresenta as parcelas de taxa de geração de entropia segundo as quatro fontes de irreversibilidades: transferência de calor (Q), transferência de massa (M), transferência conjugada de calor e massa (Q x M) e atrito (Δp). Pode-se notar que as perdas termodinâmicas devido à transferência de calor (por diferença finita de temperatura) possuem um papel dominante, seguidas das transferências de massa, atrito viscoso e transferência conjugada de calor e massa, sendo as últimas duas praticamente insignificantes.

Figura 33 – Componentes da taxa de geração de entropia para 103 aletas

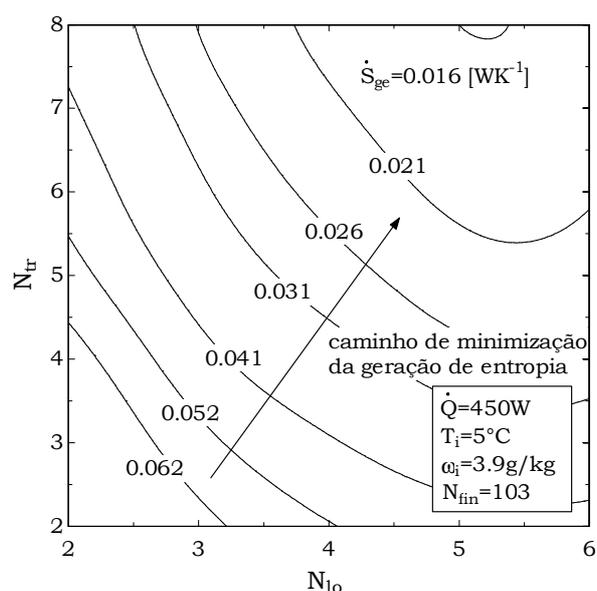


3.5.3 OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA

Aqui é apresentada uma análise de otimização geométrica, de forma semelhante à do capítulo anterior. Em todos os casos, a geração de entropia é uma média temporal considerando o tempo até que a área livre de passagem do fluxo de ar seja de 30% da área de face. O bloqueio de 70% da área de face foi escolhido como critério de parada para o restante do trabalho visando a obtenção de uma condição de simulação robusta para as análises subsequentes. Para todas as análises deste capítulo, a condição psicrométrica de entrada da corrente de ar é a mesma, fixada em $T_i = 5\text{ °C}$ e $\omega_i = 3,9\text{ g/kg}$, bem como a capacidade de refrigeração, cuja média foi fixada em $\dot{Q} = 450\text{ W}$.

A Figura 34, indica que a taxa de geração de entropia diminui para geometrias robustas ao se fixar apenas o comprimento do evaporador e seu número de aletas. Para essa condição chega-se, então, à mesma conclusão que para o evaporador operando a seco. Uma das principais diferenças é a temperatura de evaporação que varia com a formação de geada, ao contrário do evaporador seco. Tal variação é responsável pela diferença numérica do valor de entropia gerada, uma vez que sua influência no sistema de refrigeração não é considerada no momento (tal análise é objeto do próximo capítulo).

Figura 34 – Variação da taxa de geração de entropia com a razão de aspecto para 103 aletas



A Figura 35 mostra a interação entre a vazão de ar insuflado pelo ventilador e a temperatura de superfície do evaporador. Para geometrias robustas, na faixa analisada, tem-se um aumento da vazão a temperatura de evaporação, o que acarreta em maiores tempos de funcionamento até o bloqueio, significando uma menor frequência de degelo necessária para a geometria robusta, como mostra a Figura 36.

Figura 35 – Temperatura média de evaporação e vazão de ar insuflado para diferentes razões de aspecto

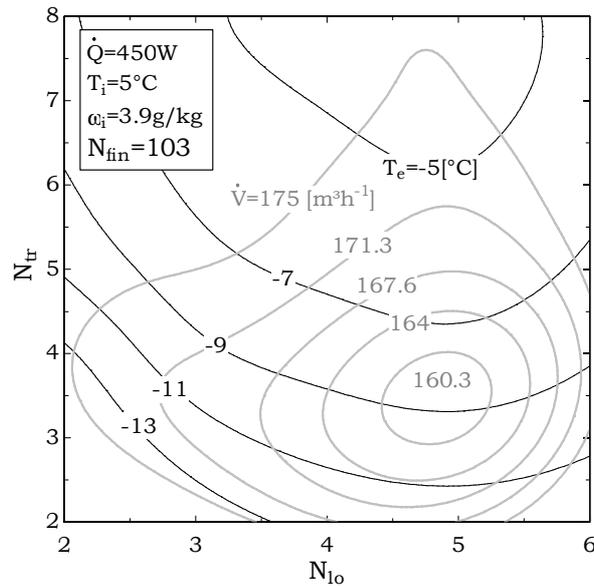
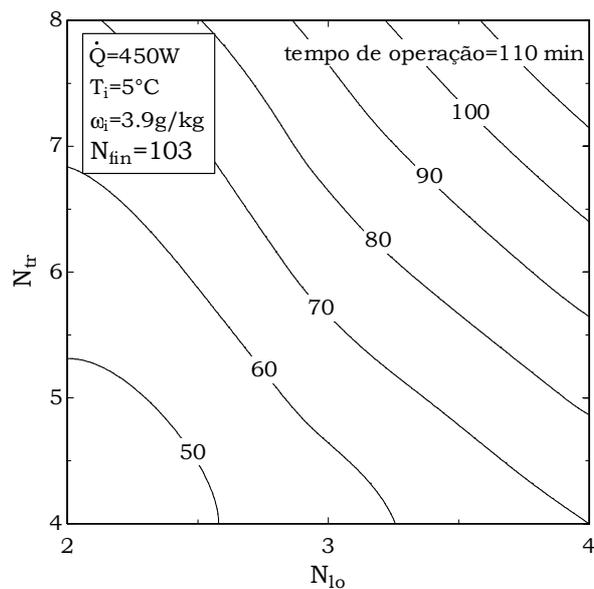
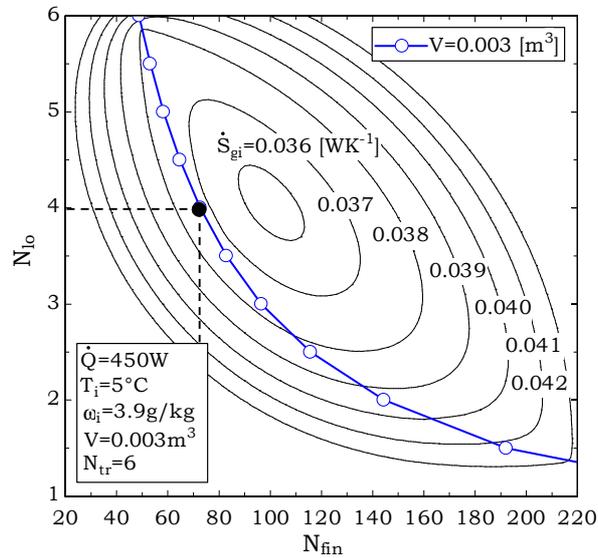


Figura 36 – Tempo de operação até 70% de bloqueio para diferentes razões de aspecto



Ao se fixar o volume e a altura do evaporador como parâmetros de projeto ($V = 0,003 \text{ m}^3$ e $N_{tr} = 6$) encontra-se uma variação no ponto de mínima taxa de geração de entropia, em relação a Figura 12.

Figura 37 – Variação da geração de entropia para volume e altura fixos



O ponto de minimização da taxa de geração de entropia está marcado, também nas Figuras 38 e 39, bidimensionais, que mostram a variação desse parâmetro com a o número de aletas e com o número de fileiras de tubos longitudinais, respectivamente.

Figura 38 – Variação da taxa de geração de entropia com o número de aletas para volume e altura fixos

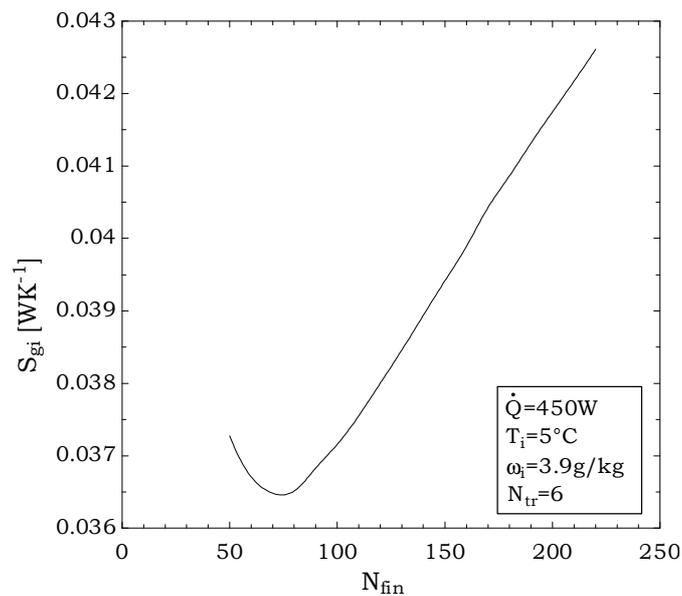
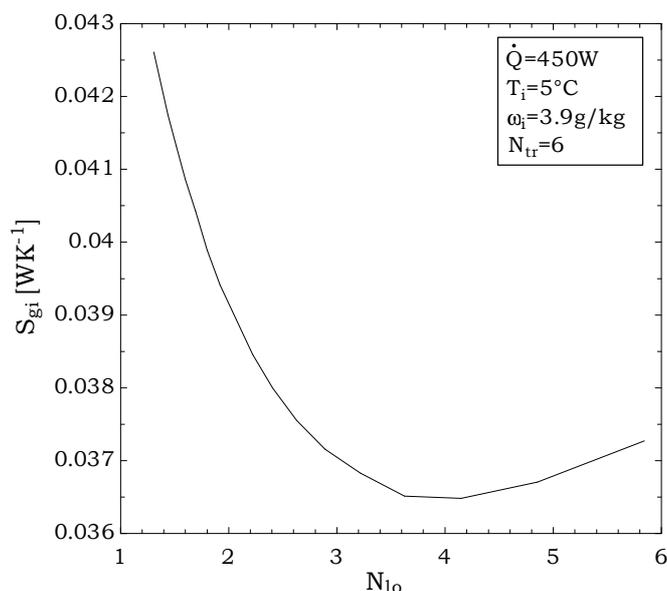


Figura 39 – Variação da geração de entropia com o número de fileiras de tubos longitudinais para volume e altura fixos



Tal variação indica que, para casos de projeto, com restrições geométricas significativas, a formação de geada influencia na geometria ótima.

3.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Esse capítulo tratou da formulação matemática de um modelo para a transferência de calor e massa ao se considerar o lado do ar em um evaporador tubo-aletado.

Inicialmente, o modelo analítico de crescimento de geada de Hermes (2012) foi validado para a condição de crescimento em placa plana. Posteriormente, o mesmo modelo foi adaptado para crescimento de geada em evaporadores tubo-aletados.

O modelo de transferência de calor e massa no evaporador foi validado contra dados obtidos na literatura (Silva *et al.*, 2011) a partir da comparação entre os resultados simulados e os pontos experimentais para a capacidade de refrigeração e a vazão de ar insuflado, obtendo boa concordância, com valores entre as faixas de erro de $\pm 5\%$. Em seguida, uma análise de sensibilidade foi realizada variando-se o número de aletas em 71, 103 e 151, obtendo-se, novamente, boa concordância.

A análise de otimização geométrica confirmou a tendência de robustez do evaporador operando a seco quando não são impostas restrições geométricas significativas (de volume, por exemplo). Já para a análise com volume e altura fixos, uma geometria esbelta, volta a figurar como modelo de redução de geração de entropia.

Tabela 5 – Resumo dos resultados para o evaporador com geada

Condição simulada	Volume Irrestrito	Altura fixa
Parâmetros fixos	N_{fin}	N_{tr}, V
Otimização seco	$N_{I_0} \uparrow, N_{tr} \uparrow$ $N_{fin} = 103$	$N_{I_0} = 5, N_{tr} = 6$ $N_{fin} = 60$
Níveis de \dot{S}_g [WK⁻¹] seco	0,044	0,035
Otimização geada	$N_{I_0} \sim 5, N_{tr} \uparrow$ $N_{fin} = 103$	$N_{I_0} = 4, N_{tr} = 6$ $N_{fin} = 75$
Níveis de \dot{S}_g [WK⁻¹] geada	0,016	0,036

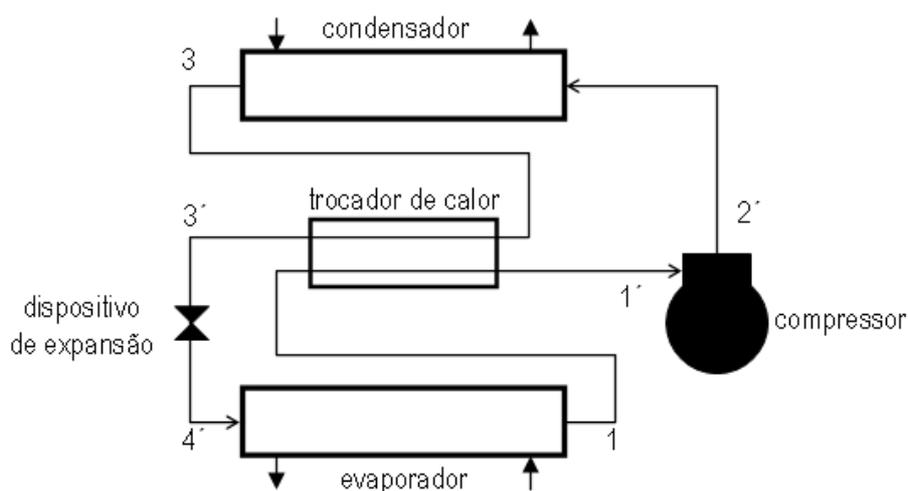
O objetivo do próximo capítulo é avançar o modelo, considerando a análise sistêmica que inclui o efeito da pressão de evaporação sobre o ciclo de refrigeração.

4 EVAPORADOR COM GEADA ACOPLADO AO CICLO DE REFRIGERAÇÃO

Neste capítulo, o modelo de transferência de calor e de massa com formação de geada no evaporador será ampliado de modo a considerar a influência da geada sobre o desempenho do sistema de refrigeração.

A Figura 40 mostra um sistema de refrigeração composto por um condensador, um trocador de calor interno, um dispositivo de expansão, um evaporador, e por um compressor.

Figura 40 – Componentes de um sistema de refrigeração com trocador de calor interno



4.1 MODELO DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO

O fluido refrigerante adotado é o R134a, típico de aplicações de refrigeração comercial leve. O compressor simulado possui câmara de compressão com 6 cm^3 de volume e opera com frequência de 60 Hz. No ciclo assume-se que o evaporador está repleto de refrigerante bifásico, enquanto o condensador não possui região sub-resfriada. Tais hipóteses aproximam a análise da prática de projeto em que o evaporador é mantido cheio para maximizar \dot{Q}_e , enquanto a região de líquido é evitada no condensador para minimizar a carga de refrigerante.

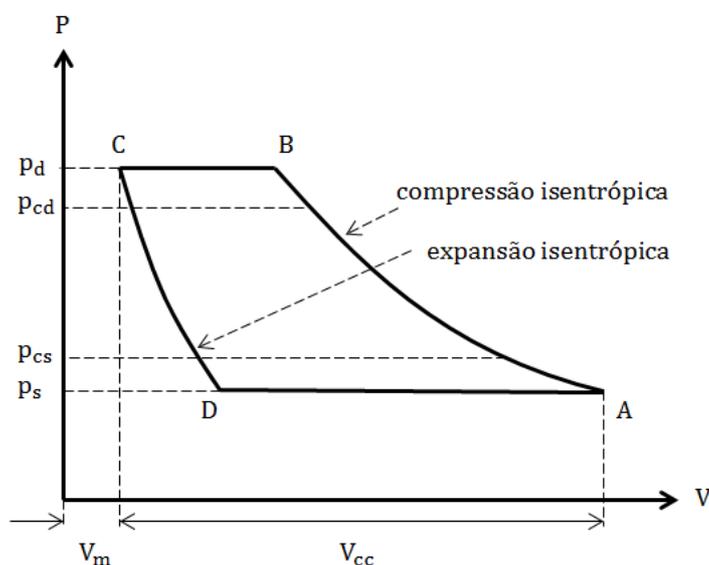
O desenvolvimento do modelo do sistema de refrigeração faz uso da abordagem analítica do processo de compressão fundamentado na teoria de

compressores alternativos descrita por Gosney (1982), que leva em consideração as seguintes hipóteses simplificadoras:

- processos de compressão e expansão isotrópicos;
- são consideradas condições isobáricas para os trechos BC e DA (mostradas na Figura 41);
- as perdas de carga nos componentes internos do compressor são desprezíveis, e
- a rotação do motor elétrico é considerada constante;

A Figura 41 mostra um esquema dos processos idealizados que ocorrem no compressor. O trecho AB representa um processo de compressão isentrópica, com deslocamento do pistão da região de sucção (s) para a região de descarga (d), cobrindo o volume útil de deslocamento, V_{cc} .

Figura 41 – Processo de compressão ideal representado no diagrama p-V



Por fim, foi adotado o valor de 32°C (305K) para a temperatura ambiente.

Conforme a hipótese simplificadora de que a compressão segue um processo isentrópico ($pv^k = cte$), pode-se obter a condição do refrigerante na descarga (d) do compressor segundo a equação:

$$v_d = v_s \left(\frac{p_c}{p_e} \right)^{1/k} \quad (4.1)$$

onde v_s é o volume específico de sucção (s) e $k = c_p/c_v$ é o expoente isentrópico.

A vazão mássica de fluido refrigerante é calculada a partir do produto entre o volume deslocado, V_{cc} , e a rotação do motor de acionamento, N , dividido pelo volume específico do refrigerante na sucção, v_s . Como em compressores alternativos há uma parcela de volume do cilindro não utilizada para a compressão, chamada de volume morto, V_m , que reduz a vazão de refrigerante, pode-se juntar à vazão mássica uma eficiência volumétrica do compressor e utilizar o volume da câmara de compressão, já que a eficiência volumétrica compensa essas perdas (Gosney, 1982):

$$\dot{m}_r = \frac{V_{cc}N}{v_s} \eta_v \quad (4.2)$$

onde V_{cc} [m^3] é o volume da câmara de compressão, N [Hz] é a rotação do motor, v_s é o volume específico do fluido refrigerante e η_v é o rendimento volumétrico.

O termo v_s pode ser reescrito com a consideração de que o fluido refrigerante possui comportamento de gás ideal, já que $P_e \ll P_{crit}$,

$$v_s \cong \frac{RT_c}{P_e} \quad (4.3)$$

onde T_c é a temperatura de condensação, que é a condição de sucção do fluido refrigerante, e P_e é a pressão de evaporação

Um ciclo com trocador de calor interno com 100% de efetividade (Hermes, 2012) é utilizado como hipótese simplificadora, uma vez que a contribuição da efetividade real no resultado final possui baixo impacto. A potência consumida pelo processo de compressão isentrópico, \dot{W}_s , é calculada multiplicando-se o fluxo de massa pelo trabalho específico de compressão, tal que:

$$\frac{\dot{W}_s}{\dot{m}_r} = \oint (pdv)_s = \int_s^d (vdp)_s = v_s P_e Y_s \quad (4.4)$$

Para um processo isentrópico, pode-se mostrar que (Gosney, 1982):

$$Y_s = \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_c}{P_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4.5)$$

Considerando o fluido refrigerante como gás ideal e o processo de compressão isentrópico, pode-se obter a temperatura ao final da compressão em função da temperatura de sucção e da razão de pressões:

$$T_d = T_s \left(\frac{P_c}{P_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (4.6)$$

onde k é o expoente isentrópico para o R134a, e a pressão de evaporação P_e e a pressão de condensação P_c são obtidas das temperaturas de evaporação T_e e de condensação T_c .

A partir das Equações 4.2 a 4.6, o trabalho isentrópico realizado pelo compressor pode ser escrito como:

$$\dot{W}_s = \eta_v V_{cc} N P_e \left(\frac{k}{k-1} \right) \left(\frac{T_d}{T_w} - 1 \right) \quad (4.7)$$

Por fim, a capacidade de refrigeração do evaporador pode ser expressa a partir de um balanço de energia no fluido refrigerante, tal que:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r (h_1 - h_{3'}) \quad (4.8)$$

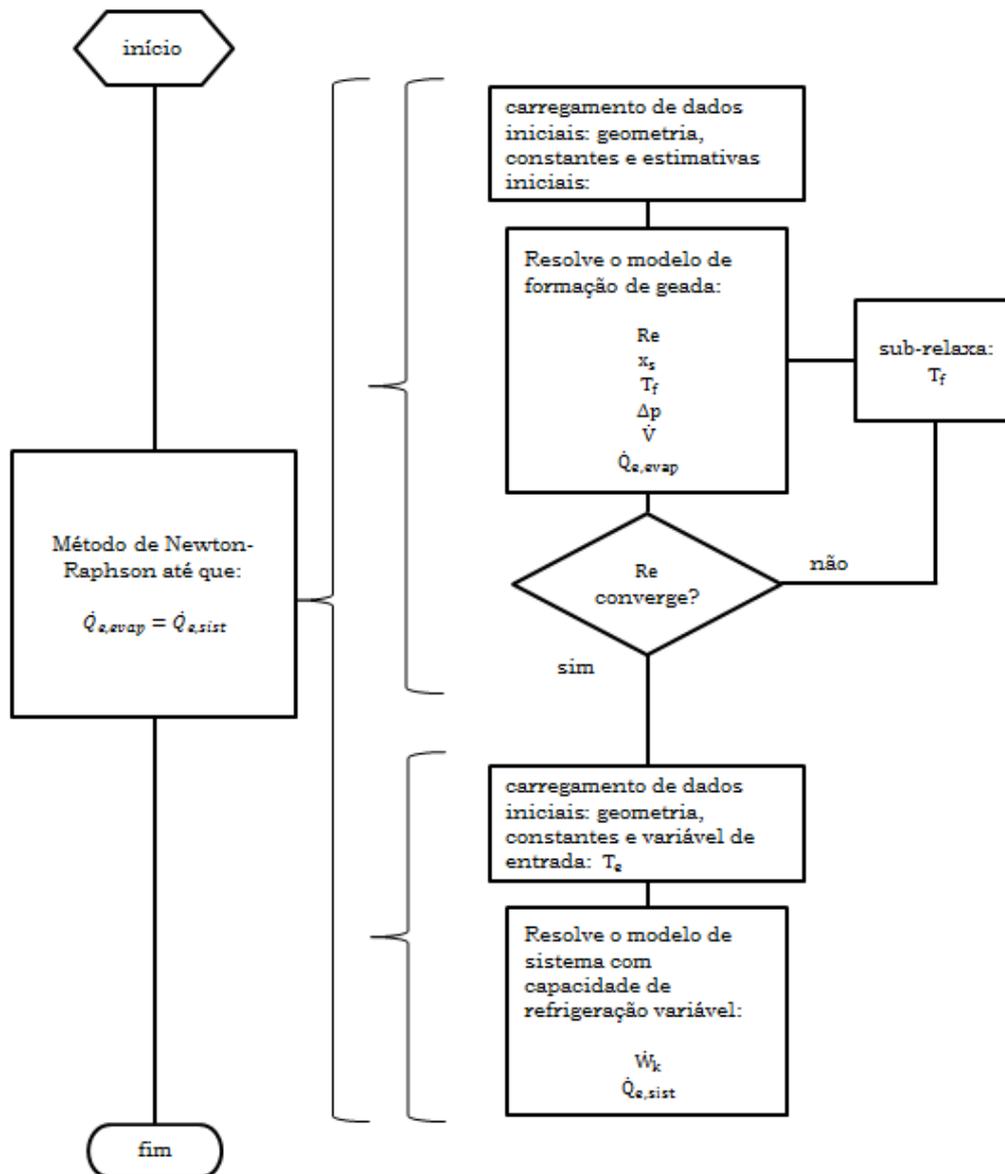
Porém, devido à expansão isentálpica, o ponto $h_{3'}$ pode ser representado pela entalpia do líquido a pressão de condensação, h_l , e o ponto h_1 pode ser representado pela soma da entalpia de vapor a pressão de evaporação com uma parcela relativa à troca de calor no trocador interno,

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r \left(h_v - h_l + c_{p,v} (T_c - T_w) \right) \quad (4.9)$$

De posse das equações representadas acima, o lado do fluido refrigerante pode ser resolvido para obter a temperatura de evaporação fixando-se a temperatura de condensação (nesse modelo, a temperatura de condensação foi fixada em 40°C, ou 313K).

A Figura 42, abaixo, apresenta o fluxograma de resolução do modelo com formação de geada levando em consideração o lado do fluido refrigerante:

Figura 42 – Algoritmo de solução do modelo de geada com o lado do fluido refrigerante



4.2 CÁLCULO DA GERAÇÃO DE ENTROPIA RELATIVA AO CICLO DE REFRIGERAÇÃO

Considere a representação termodinâmica de um sistema de refrigeração, como mostra a Figura 43.

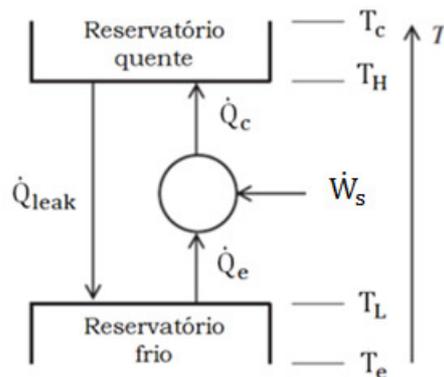
Através de um balanço de entropia pode-se escrever:

$$\dot{S}_{gi} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} - \frac{\dot{Q}_e}{T_e} \quad (4.10)$$

Da Primeira Lei da Termodinâmica, $\dot{Q}_c = \dot{W}_s + \dot{Q}_e$, onde \dot{W}_s é a potência necessária para a operação do compressor. Desta forma, pode-se escrever:

$$\dot{S}_{gi} = \frac{\dot{Q}_e}{T_c} \left[\frac{\dot{W}_k}{\dot{Q}_e} - \left(\frac{T_c - T_e}{T_e} \right) \right] \quad (4.11)$$

Figura 43 – Representação termodinâmica de um sistema de refrigeração



Na Equação 4.11, o termo \dot{W}_s/\dot{Q}_e é o inverso do coeficiente de performance do compressor, calculado pelo modelo, enquanto o segundo termo interno aos colchetes é o inverso do coeficiente de performance de um ciclo de refrigeração internamente reversível. Assim, pode-se escrever:

$$\dot{S}_{gi} = \frac{\dot{Q}_e}{T_c} \left[\frac{1}{COP_k} - \frac{1}{COP_i} \right] \quad (4.12)$$

Pode-se definir a variável ϕ como a fração de geração de entropia interna pela entropia total gerada durante o processo de formação de geada. A magnitude da variável ϕ , portanto, quantifica a predominância do processo interno na geração de entropia:

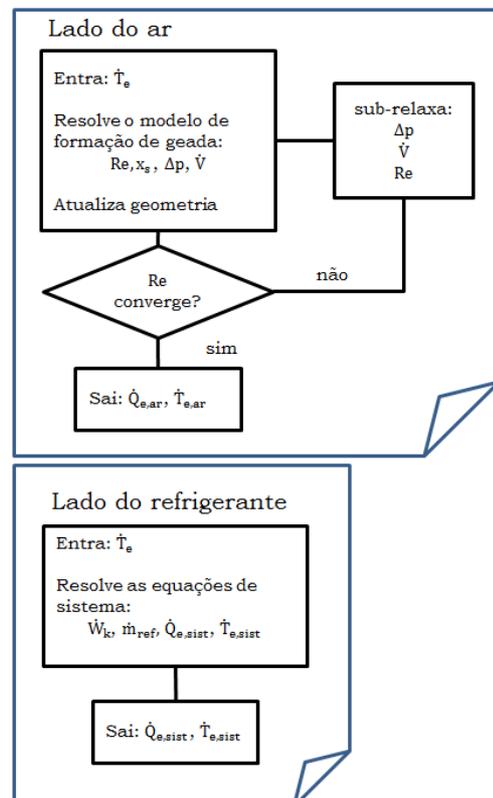
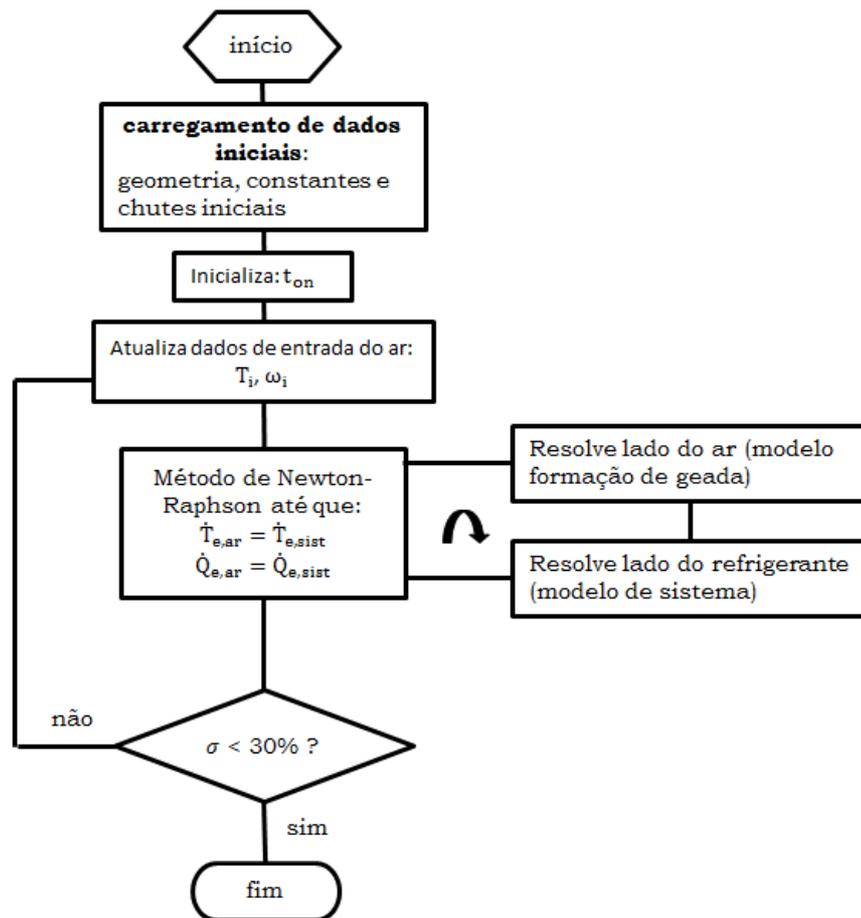
$$\phi = \frac{\dot{S}_{gi}}{\dot{S}_g} \quad (4.13)$$

onde,

$$\dot{S}_g = \dot{S}_{gi} + \dot{S}_{ge} \quad (4.14)$$

O algoritmo de solução do modelo considerando o efeito sistêmico é apresentado na Figura 44.

Figura 44 – Algoritmo de solução do modelo sistêmico

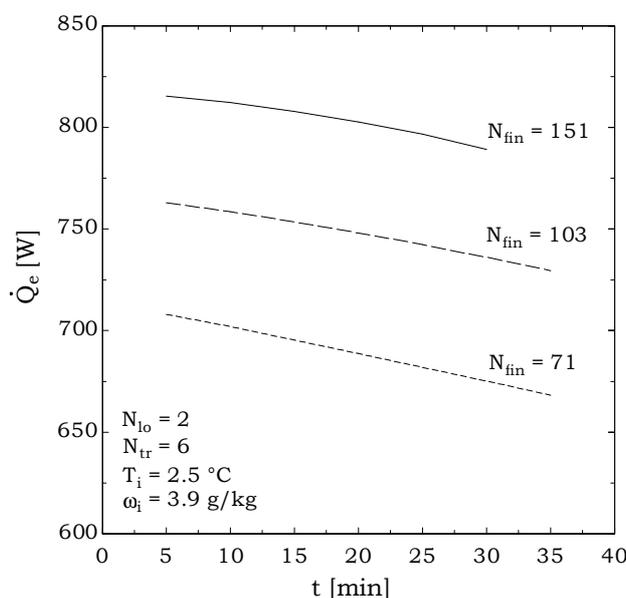


4.3 RESULTADOS

Considerando o modelo sistêmico com capacidade de refrigeração e temperatura de evaporação variáveis, e ainda mantendo constante a temperatura de condensação, é possível prever o comportamento da transferência de calor no evaporador e no condensador, e também o consumo de energia realizado pelo compressor. A análise a seguir leva em consideração três diferentes condições de aletamento e, ainda, duas fileiras de tubos dispostas longitudinalmente e seis fileiras de tubos transversalmente posicionadas em relação ao fluxo de ar insuflado, o qual possui condições psicrométricas na entrada do evaporador idênticas aos casos simulados na validação do Capítulo 3 e mantidas constantes.

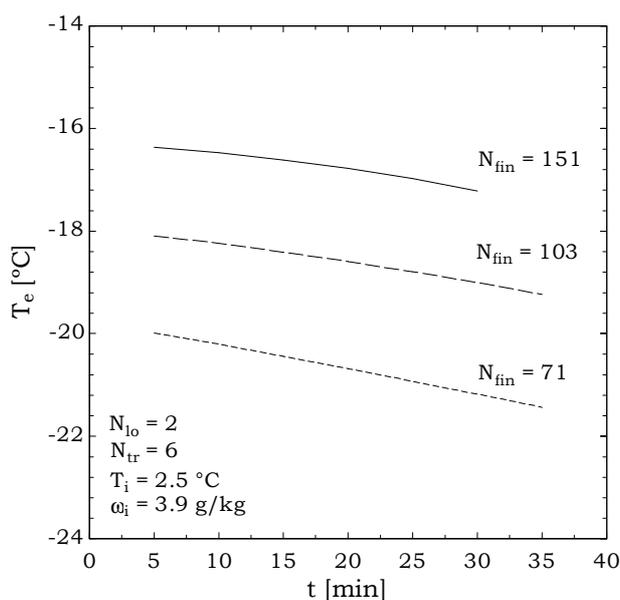
A mesma explicação apresentada na Figura 28 é válida para a Figura 45. Porém, neste caso a temperatura de evaporação é livre para variar, influenciando no processo de troca de calor e formação de geada. Pela comparação das duas figuras, percebe-se que a influência da variação da temperatura de evaporação é responsável pelo aumento considerável da capacidade de refrigeração, uma vez que o ΔT entre a temperatura da geada (que também está mais resfriada) e a temperatura do ar insuflado (constante) aumenta.

Figura 45 – Evolução temporal da capacidade de refrigeração para diferentes aletamentos



A Figura 46 apresenta, por sua vez, a variação temporal da temperatura de evaporação, a qual possui o mesmo perfil de desenvolvimento que a capacidade de refrigeração. Nota-se o contraste com a condição fixa de -10°C para a temperatura de evaporação adotada no capítulo anterior.

Figura 46 – Evolução temporal da temperatura de evaporação para diferentes aletamentos

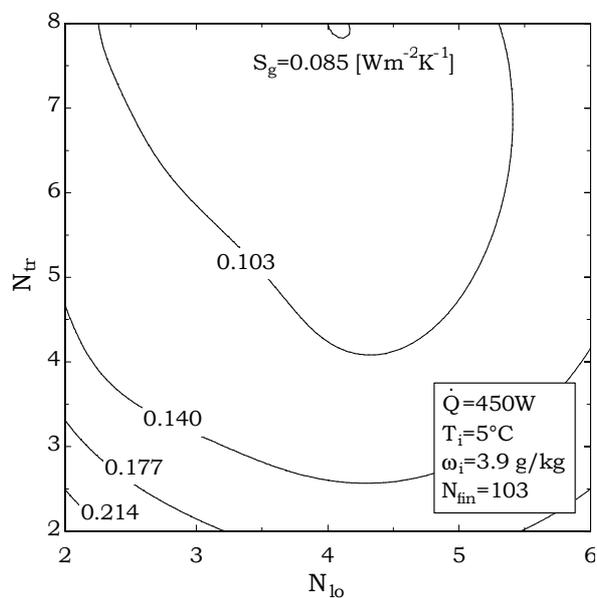


A análise termodinâmica a seguir foi conduzida utilizando os mesmos parâmetros de entrada adotados nos capítulos anteriores, com o objetivo de entender a influência do efeito sistêmico na otimização geométrica do evaporador. O modelo leva em consideração uma taxa de transferência de calor no evaporador constante, sendo livres para se adaptarem ao ciclo de refrigeração a temperatura de evaporação e a potência do compressor, sendo a temperatura de condensação considerada fixa em $T_c = 40^{\circ}\text{C}$.

A Figura 47 mostra a taxa de geração de entropia total (soma da taxa de geração de entropia interna e externa) para a condição na qual o comprimento (e , o número de aletas) do evaporador é fixo, com o número de tubos horizontais e transversais variando livremente, sem restrição de volume total. Assim como no capítulo anterior, o caminho de minimização aponta para uma geometria robusta, com indicação de aumento no número de tubos transversais, no sentido

do aumento de área de face, enquanto o comprimento tende a se estabilizar na condição de 4 fileiras de tubos longitudinais.

Figura 47 – Taxa de geração de entropia total para $N_{fin} = 103$



As Figuras 48 e 49 mostram a decomposição da Figura 47 nas parcelas interna e externa, respectivamente, da taxa de geração de entropia. Percebe-se que a abordagem sistêmica não apresenta diferenças significantes em relação à localização do mínimo, quando se olha para o sistema sob a perspectiva do ar e do fluido refrigerante. A principal diferença é nos valores correspondentes a cada parcela, sendo a geração de entropia no lado do refrigerante maior que a de origem externa.

Figura 48 – Geração de entropia interna para $N_{fin} = 103$

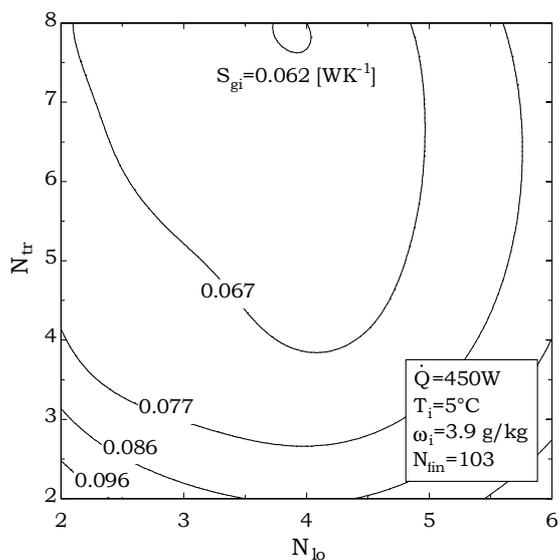
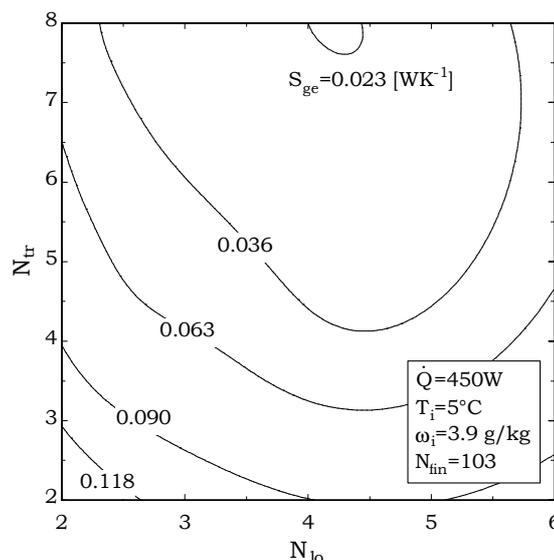


Figura 49 – Geração de entropia externa para $N_{fin} = 103$



Percebe-se, porém, que a geometria que minimiza a geração de entropia, ainda que robusta, tem uma tendência de se aproximar de uma condição esbelta. Essa evolução pode ser verificada ao se comparar as Figuras 10, 34 e 47, onde o caminho de minimização se dá no sentido de elevar a área de face. Tal tendência decorre do impacto da variação da temperatura de evaporação que, na condição seca é mantida fixa e diminui, sob condições de formação de geada, na direção de uma geometria robusta. Por fim, levando-se em consideração a soma das entropias interna e externa, chega-se a um valor numérico comparável (e maior, naturalmente) ao valor apresentado pela formulação da geração de entropia para evaporador seco.

Para a análise com altura fixa, foi simulada a condição que vem sendo analisada nos capítulos anteriores: o volume total do evaporador é mantido constante ($V = 0,003\text{m}^3$), bem como o espaçamento entre aletas ($S_{fin} = 0,00317\text{ m}$).

Percebe-se, na Figura 50, que, a adição do sistema de refrigeração ao modelo, nesse caso, modificou o comportamento da taxa de geração de entropia que, agora, tende para uma condição ligeiramente menos esbelta, na medida em que o comprimento do evaporador diminui em razão do aumento do número de tubos longitudinais.

A Figura 51, por sua vez, apresenta a variação da taxa de geração de entropia total pelo comprimento do evaporador. Percebe-se a presença do ponto de mínimo para $N_{fin} = 59$.

Figura 50 – Taxa de geração de entropia total para volume e altura fixos

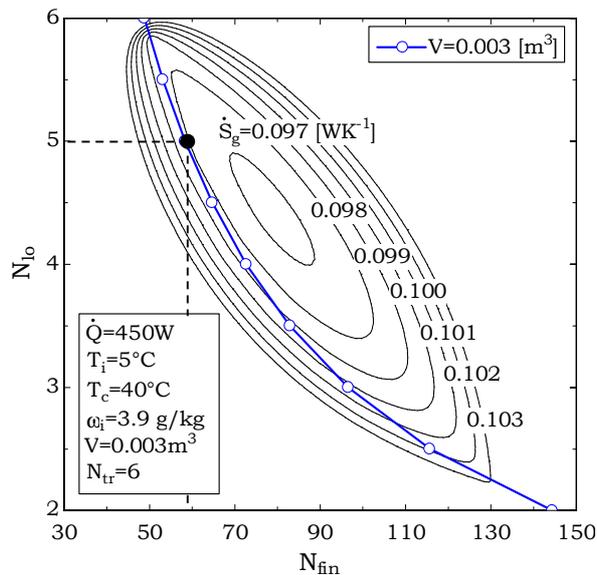
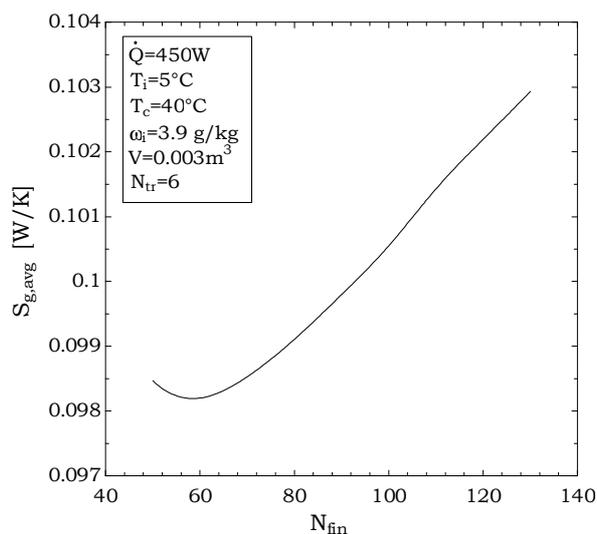


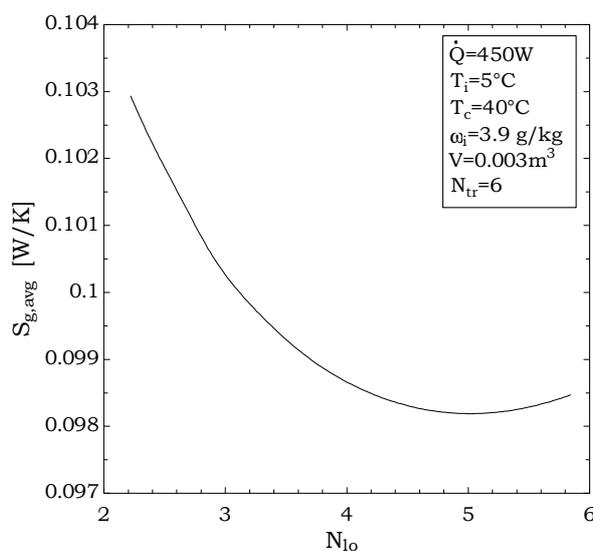
Figura 51 – Variação da taxa de geração de entropia total pelo comprimento do evaporador para a restrição de volume e altura fixos



Já a Figura 52, apresenta a variação da taxa de geração de entropia total pela largura do evaporador. Percebe-se a presença do ponto de mínimo para

$N_{10} = 5$. Com isso a caracterização do ponto ótimo na Figura 50 é demonstrada. Esse é um bom exemplo do modo de interpretação de tais figuras, uma vez que o mínimo regional da taxa de geração de entropia pode ser interpolado para uma localização diferente. Porém, como os cálculos foram realizados sob determinadas restrições e como devemos considerar valores integrais para o número de tubos e aletas, o mínimo efetivo é o par $N_{fin} = 59$ e $N_{10} = 5$.

Figura 52 – Variação da taxa de geração de entropia total pela largura do evaporador para a restrição de volume e altura fixos



4.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Esse capítulo tratou da formulação matemática de um modelo integrado para a resolução do sistema de refrigeração considerando o lado do ar e o lado do fluido refrigerante.

Foi mostrado que a geração de entropia interna possui valores levemente maiores que a externa, especialmente na direção da minimização. Também, foi verificado que a geração de entropia total é mais alta que a geração de entropia para a condição de evaporador seco, o que é esperado já que a formação de geada introduz irreversibilidades desprezadas naquela condição.

A Tabela 6 sumariza os resultados obtidos:

Tabela 6 – Resumo dos resultados para o sistema com geada

Condição simulada	Volume Irrestrito	Altura fixa
Parâmetros fixos	N_{fin}	N_{tr}, V
Otimização seco	$N_{10} \uparrow, N_{tr} \uparrow$ $N_{fin} = 103$	$N_{10} = 5, N_{tr} = 6$ $N_{fin} = 60$
Níveis de \dot{S}_g [WK⁻¹] seco	0,044	0,035
Otimização geada	$N_{10} \sim 5, N_{tr} \uparrow$ $N_{fin} = 103$	$N_{10} = 4, N_{tr} = 6$ $N_{fin} = 75$
Níveis de \dot{S}_g [WK⁻¹] geada	0,016	0,036
Otimização sistema	$N_{10} \sim 4, N_{tr} \uparrow$ $N_{fin} = 103$	$N_{10} = 5, N_{tr} = 6$ $N_{fin} = 59$
Níveis de \dot{S}_g [WK⁻¹] sistema	0,085	0,098

Percebe-se que a taxa de geração de entropia aumenta ao se considerar o processo de formação de geada no modelo que leva em consideração, também, o ciclo de refrigeração, em relação ao modelo operando a seco. Isso é esperado uma vez que as irreversibilidades aumentam com a inclusão da geada e com a variação das condições de evaporação.

A análise de otimização geométrica confirmou, novamente, a tendência de robustez quando não são impostas restrições de volume. Porém, pode-se perceber uma leve tendência à esbeltez (ainda que prevaleça a condição robusta) dada pela diminuição gradativa no número de tubos longitudinais devido à influência da temperatura de evaporação. Para a análise com volume e altura fixos, a tendência de minimização volta a figurar em uma região próxima à condição de evaporador a seco. Esse resultado é fortuito, uma vez que a consideração de formação de geada insere inúmeras não linearidades no cálculo do parâmetro em destaque o qual possui ordem de grandeza superior ao daquela condição.

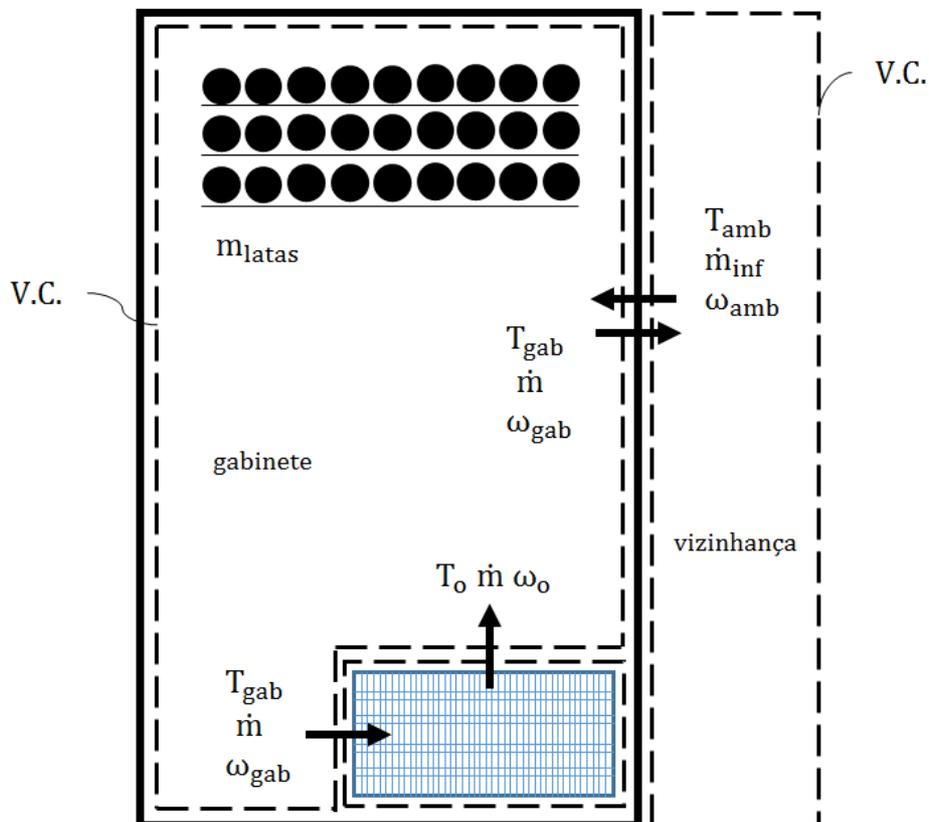
5 EVAPORADOR SUJEITO AOS PROCESSOS DE FORMAÇÃO DE GEADA E DE DEGELO

Neste capítulo, o modelo sistêmico será acoplado a um modelo para o gabinete refrigerado de modo a considerar as variações de temperatura e umidade na entrada do evaporador. A operação cíclica do sistema de refrigeração será considerada de modo a simular uma condição mais realista. Para tal, um modelo simples de degelo será introduzido, bem como as equações que governam as condições psicrométricas do gabinete.

5.1 MODELO DE GABINETE REFRIGERADO

O modelo de gabinete é obtido de balanços de energia e massa ao longo dos volumes de controle destacados na Figura 53.

Figura 53 – Representação esquemática de volumes de controle para o gabinete e para a vizinhança



Durante o funcionamento do sistema de refrigeração há o abaixamento da temperatura e da umidade no interior do gabinete. Através de um balanço de energia nos volumes de controle apresentados na Figura 53, pode-se escrever:

$$(mc_p)_{\text{ar+latas}} \frac{dT}{dt} = \dot{m} (T_o - T) + UA(T_{\text{amb}} - T) + K\Delta h_{\text{ar}} + \dot{W}_{\text{fonte}} \quad (5.1)$$

onde o termo $(mc_p)_{\text{ar+latas}} = m_{\text{ar}}c_{p_{\text{ar}}} + m_{\text{latas}}c_{p_{\text{latas}}}$ se reduz à parcela relativa às latas, já que sua ordem de grandeza é muito superior a do ar. O termo UA é a condutância térmica do gabinete, K se refere à infiltração de ar externo, enquanto que \dot{W}_{fonte} é, nesse caso, a potência dissipada pelo ventilador, \dot{W}_{fan} .

A equação evolutiva para a umidade, por sua vez, provém de um balanço de massa no gabinete:

$$m_{\text{ar}} \frac{d\omega}{dt} = \dot{m}(\omega_o - \omega) + K(\omega_{\text{amb}} - \omega) \quad (5.2)$$

onde m_{ar} é a massa de ar no interior do gabinete e ω_{amb} é a condição de umidade do ambiente externo ao gabinete, e ω_o é a umidade na saída do evaporador.

Quando o sistema de refrigeração é desativado, ocorre aumento de temperatura e umidade no interior do gabinete devido à troca de calor com o ambiente externo e à infiltração de ar. Nesse caso, a Equação 5.1 é modificada de modo a desprezar a interação com o evaporador, tornando-se:

$$(mc_p)_{\text{ar+latas}} \frac{dT}{dt} = UA(T_{\text{amb}} - T) + K\Delta h_{\text{ar}} \quad (5.3)$$

De forma similar, para a equação da umidade:

$$m_{\text{ar}} \frac{d\omega}{dt} = K(\omega_{\text{amb}} - \omega) \quad (5.4)$$

Durante o processo de degelo o sistema de refrigeração é desativado, mas o ventilador continua em funcionamento, tal que $\dot{m} = 0$, tal que o balanço de energia fica:

$$(mc_p)_{\text{ar+latas}} \frac{dT}{dt} = UA(T_{\text{amb}} - T) + K\Delta h_{\text{ar}} + \dot{W}_{\text{fonte}} \quad (5.5)$$

onde $\dot{W}_{\text{fonte}} = \dot{W}_{\text{fan}} + \dot{W}_d(1 - \eta_d)$ se refere a soma da potência do ventilador com a potência dissipada pela resistência elétrica correspondente a parcela não utilizada para degelo.

A umidade, por sua vez, é computada considerando-se condição saturada à temperatura do gabinete.

As Equações 5.1 a 5.5 são equações diferenciais ordinárias do tipo:

$$\frac{dy}{dt} = a \left(y - \frac{b}{a} \right) \quad (5.6)$$

A Equação 5.6 pode ser reescrita como:

$$\frac{dy}{y - \frac{b}{a}} = a dt \quad (5.7)$$

Integrando os dois lados da Equação 5.7, tem-se:

$$\ln \left| y - \frac{b}{a} \right| = at + c \quad (5.8)$$

o que implica na solução geral:

$$y = \frac{b}{a} + K_{edo} e^{at} \quad (5.9)$$

onde $K_{edo} = y(0) - \frac{b}{a}$, obtendo-se, por fim:

$$y = \frac{b}{a} + \left(y_0 - \frac{b}{a} \right) e^{at} \quad (5.10)$$

onde y_0 é o valor de y avaliado no tempo inicial.

As Equações 5.1 a 5.4, governantes do processo de abaixamento e levantamento da temperatura e da umidade sem degelo, são resolvidas, no modelo, de forma semi-analítica, onde o valor inicial y_0 e o tempo t considerado na Equação 5.10 se referem, respectivamente, à iteração anterior e ao passo temporal (*time-step*) adotado. Já a Equação 5.5, é resolvida na forma analítica, assim como o modelo de degelo, abordado na sequência.

5.2 MODELO DE DEGELO

Neste trabalho assumiu-se que uma resistência elétrica dissipa calor no evaporador para fins de degelo e que apenas parte desse calor é utilizado para derretimento da camada de geada. Para tal, é definida a potência de degelo da resistência elétrica, \dot{W}_d , e a eficiência de derretimento da geada, η_d . O tempo total de degelo pode ser calculado através da seguinte relação direta:

$$t_{deg} = \frac{m_{geada} i_m}{\dot{W}_d \eta_d} \quad (5.11)$$

onde $i_m = 334 \text{ kJ}$ é o calor latente de derretimento da água e m_{geada} é a massa de gelo formado na superfície do evaporador no momento do degelo, a partir da integração temporal do fluxo de massa de água que é transferido da corrente de ar úmido para a superfície do evaporador:

$$m_{geada} = \int m'' A_s dt \quad (5.12)$$

5.3 CRITÉRIO DE DESEMPENHO

O coeficiente de performance ideal pode ser escrito como:

$$COP_c = \frac{\bar{T}_{gab}}{T_{amb} - \bar{T}_{gab}} \quad (5.13)$$

onde \bar{T}_{gab} é a temperatura média do gabinete.

O coeficiente de performance real, por sua vez, pode ser representado por:

$$COP = \frac{\bar{Q}_e}{\bar{W}_{real}} \quad (5.14)$$

onde \bar{Q}_e é a capacidade de refrigeração média e \bar{W}_{real} é a soma das parcelas referentes a potência realizada para manter o gabinete funcional, ou seja, a soma da potência do compressor com a potência do ventilador e a potência dissipada pela resistência elétrica.

De posse dos resultados das Equações 5.13 e 5.14, pode-se calcular a eficiência energética do conjunto:

$$\eta = \frac{COP}{COP_c} \quad (5.15)$$

Os parâmetros de desempenho dados pelas Equações 5.13 a 5.15 são calculados para cada instante temporal de simulação, de forma que os valores médios da temperatura do gabinete, da capacidade de refrigeração e da potência realizada são calculados, também, de forma média para cada instante temporal.

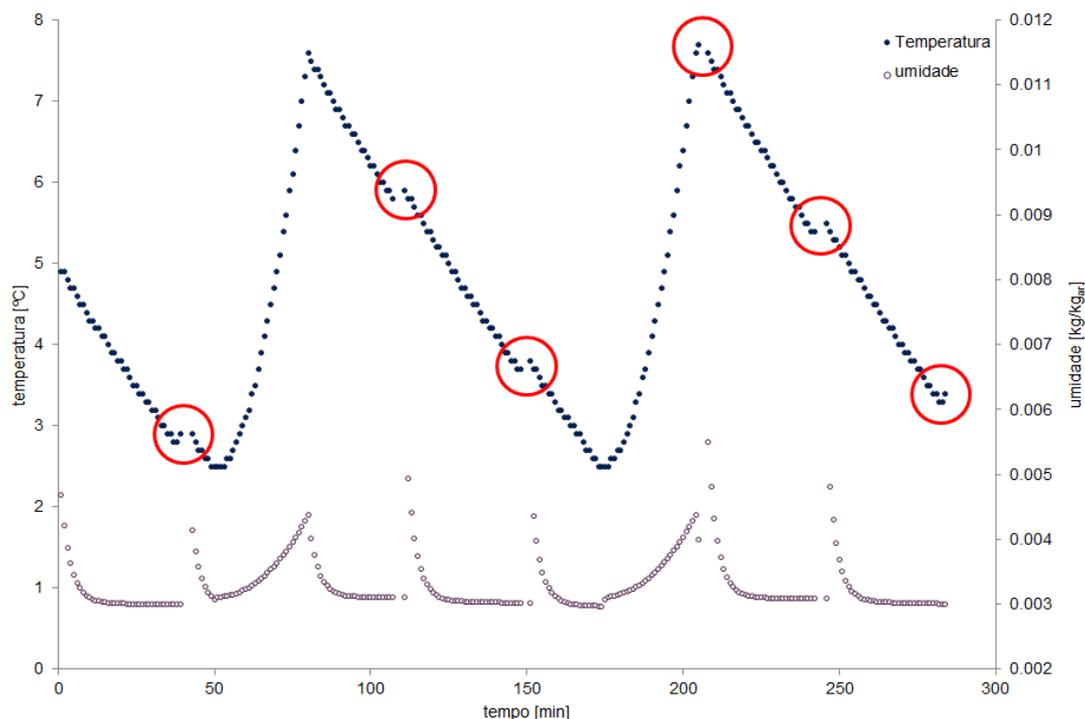
5.4 RESULTADOS

5.4.1 CONSIDERAÇÕES PARA O MODELO DE GABINETE

Foram definidos ciclos de funcionamento para o sistema de refrigeração, com temperatura média fixada em 5°C com possibilidade de variação de $\pm 2,5^\circ\text{C}$, o que significa que o sistema de refrigeração é desligado quando a temperatura do gabinete é reduzida para 2,5°C. A troca de calor entre o gabinete refrigerado e o ambiente externo é, então, responsável pela elevação da temperatura interna até 7,5°C, quando o sistema de refrigeração volta a funcionar. Durante esse processo de ciclagem, geada acumula na superfície do evaporador. Uma intervenção é realizada sempre que o bloqueio da área de face do evaporador é de 70%; nesse caso, o sistema de refrigeração é desligado e a resistência elétrica é acionada para a realização do degelo.

A Figura 54 apresenta um exemplo da variação com o tempo da temperatura e umidade internas no gabinete. Os círculos indicam momentos em que o degelo foi acionado em razão do bloqueio da área de passagem do evaporador. É possível reparar, também, a variação da temperatura do gabinete entre os limites pré-fixados, e a variação da umidade, que diminui durante o período em que o sistema está ligado e aumenta quando o sistema de refrigeração está desligado e como consequência do degelo.

Figura 54 – Variação temporal da temperatura e umidade do gabinete durante operação



Os valores dos parâmetros considerados para essa análise são sumarizados abaixo:

- o gabinete possui capacidade para 200 latas de 350 ml de volume cada, as quais armazenam líquido de densidade e calor específico iguais a da água, $\rho = 1000 \text{ kgm}^{-3}$ e $c_p = 4200 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$
- a condutância térmica do gabinete, UA , é resultado da influência da resistência térmica dos materiais que compõe as paredes do gabinete. Nesse modelo seu valor foi considerado fixo em 2 W/K
- o volume de ar no interior do gabinete é considerado o mesmo que o volume total das latas, ou seja, 70L
- a temperatura inicial de operação é a temperatura média, 5°C , com umidade relativa saturada nessa temperatura
- a temperatura ambiente externa ao gabinete é considerada fixa em 32°C , com umidade relativa de 80%
- o fluxo de massa de infiltração é dependente do parâmetro K , de forma que, no regime permanente, a umidade do evaporador permaneça

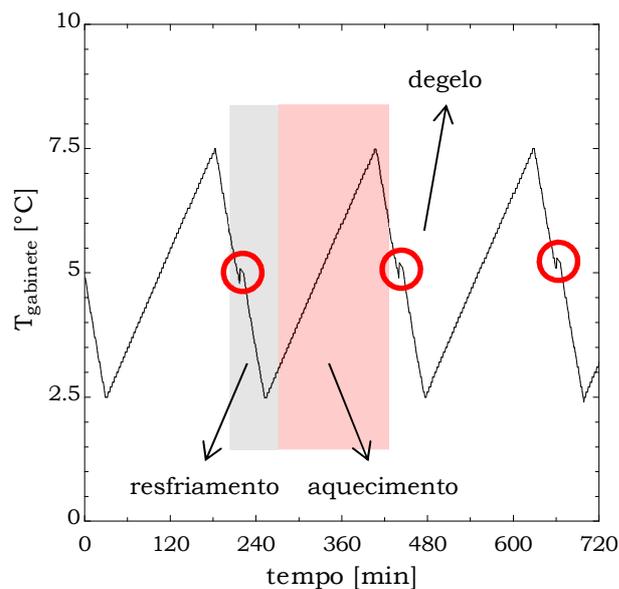
constante. Tal fluxo deve ser compensado pela remoção de massa pelo evaporador. Após análises de condições diferentes, tal valor foi definido como $K = 0,002$.

5.4.2 CONDIÇÃO DE ANÁLISE

Ao contrário dos capítulos anteriores que objetivam a minimização da geração de entropia como parâmetro de otimização, neste capítulo, a energia total consumida passa a ser a função objetivo a ser minimizada.

O ciclo proposto pode ser dividido em fases, conforme indica a Figura 55, com diferentes condições de consumo de energia:

Figura 55 – Representação das fases do ciclo de funcionamento



- durante o resfriamento, o consumo de energia é a soma da potência consumida pelo compressor, $Pot_{W_s} = \int_0^t \dot{W}_s dt$, com a potência consumida pela operação do ventilador, $Pot_{fan} = \int_0^t \dot{W}_{fan} dt$. A potência consumida pelo ventilador varia de acordo com o bloqueio do evaporador pela formação de geada, uma vez que as vazões de insuflamento de ar também se modificam. Assim, a energia total consumida é dada por:

$$E_{\text{res}} = \text{Pot}_{W_s} + \text{Pot}_{\text{fan}} = \int_0^t \dot{W}_s dt + \int_0^t \dot{W}_{\text{fan}} dt \quad (5.16)$$

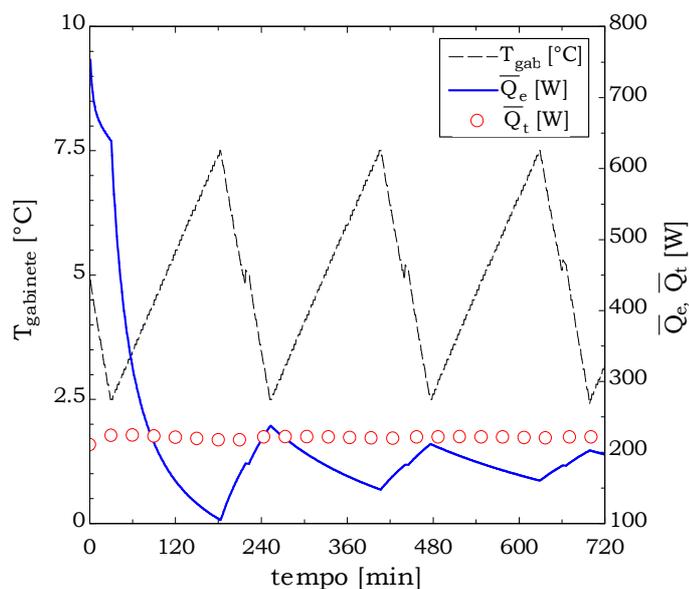
- durante o degelo, a potência consumida pelo ventilador, \dot{W}_{fan} é considerada um valor médio, uma vez que o modelo de degelo desenvolvido não é discretizado no tempo, retornando apenas o tempo total de degelo. Ainda, toda a potência consumida pela resistência elétrica (potência útil de degelo e potência rejeitada para o gabinete) deve ser considerada, fazendo com que a energia total durante o degelo seja:

$$E_{\text{deg}} = \text{Pot}_{\text{deg}} + \text{Pot}_{\text{fan}} = \bar{W}_{\text{deg}} t_{\text{deg}} + \bar{W}_{\text{fan}} t_{\text{deg}} \quad (5.17)$$

- durante o período de elevação de temperatura, o sistema de refrigeração fica desativado, não havendo consumo de energia.

De forma a comparar o desempenho de diferentes geometrias, foram simulados períodos maiores do que 12 horas de funcionamento. O ponto de medição de parâmetros de interesse se dá no instante em que a temperatura atinge 5°C pela quarta vez durante o funcionamento do sistema de refrigeração. Assim, cada geometria simulada percorre o mesmo processo de ciclagem (três ciclos completos) vencendo a mesma carga térmica média ao longo dos ciclos (que, para todos os casos, se estabiliza em 220 W).

A Figura 56 mostra que os valores da capacidade de refrigeração média \bar{Q}_e e da capacidade térmica média do gabinete \bar{Q}_t convergem ao longo do tempo.

Figura 56 – Evolução temporal de \bar{Q}_e e \bar{Q}_t e sua convergência

A Figura 57 mostra o algoritmo de solução do código numérico levando em consideração o modelo sistêmico de formação de geada inserido no modelo de gabinete, atuando de forma cíclica.

5.3.3 OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA

A partir das considerações anteriores, foram realizadas simulações para a mesma condição de aletamento ($N_{\text{fin}} = 103$ e $S_{\text{fin}} = 0,00317$ m), variando-se o número de tubos transversais e longitudinais. A Figura 58 mostra a variação da eficiência energética com as mudanças geométricas propostas. Percebe-se que a eficiência energética é maior para elevados números de fileiras de tubos nas direções transversal e longitudinal.

Figura 57 – Algoritmo de solução do modelo de gabinete

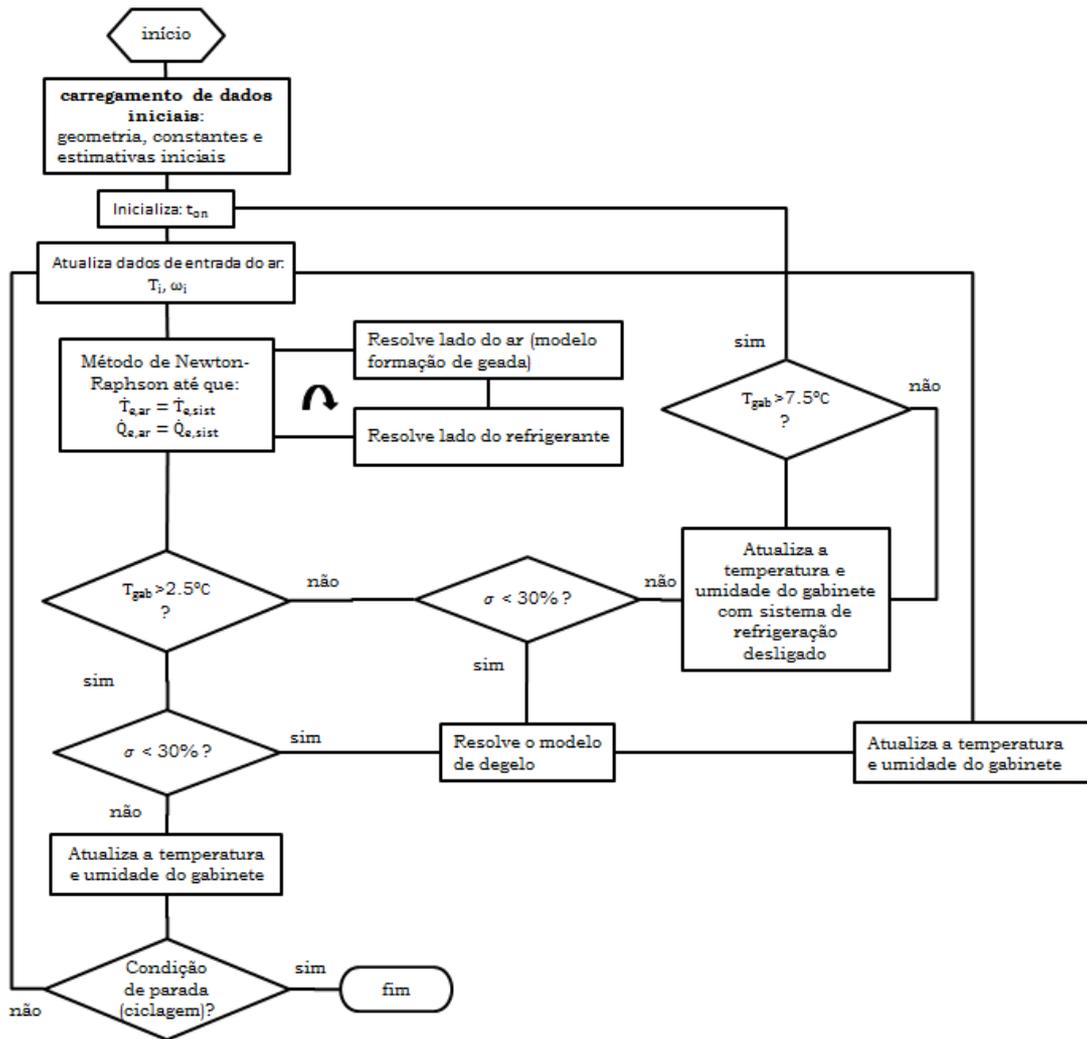
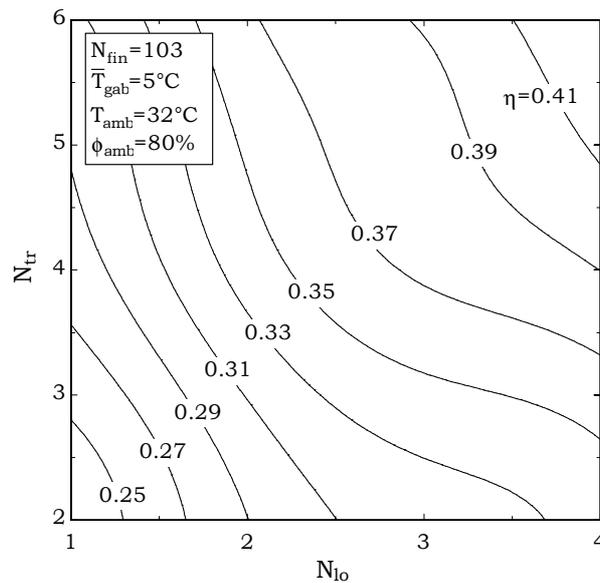
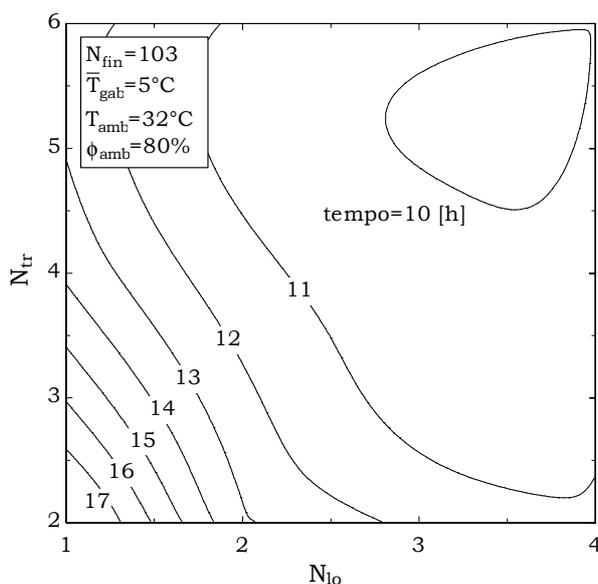


Figura 58 – Variação da eficiência energética para diferentes geometrias do evaporador



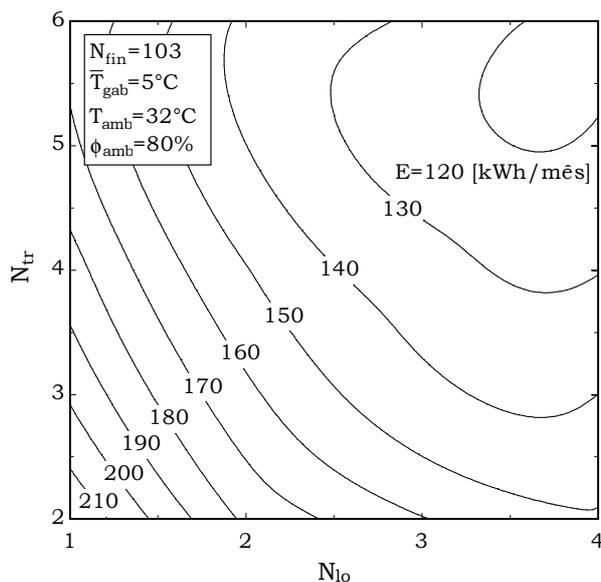
Apesar de atingida a condição de carga térmica média igual para todos os casos simulados, a variação de tamanho e capacidade dos evaporadores faz com que o tempo total gasto para atingir o objetivo varie, como mostrado na Figura 59.

Figura 59 – Variação do tempo de funcionamento para a realização de três ciclos completos para diferentes geometrias do evaporador



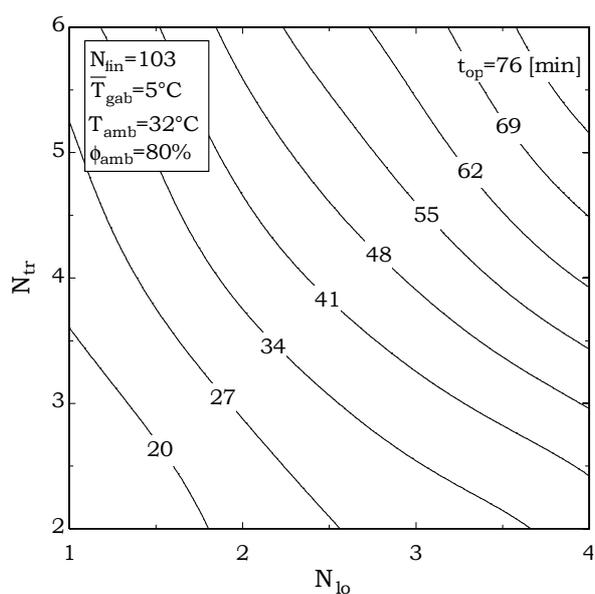
Geometrias menos robustas têm sua área útil de passagem do fluxo de ar reduzidas de forma mais rápida, exigindo maior número de operações de degelo, que impacta na eficiência energética e no tempo de operação. As Figuras 58 e 59 podem ser entendidas através do cálculo do valor de consumo energético para cada configuração geométrica, apresentado na Figura 60:

Figura 60 – Variação do consumo energético para diferentes geometrias do evaporador



A Figura 61 apresenta o tempo médio entre degelos (tempo de operação do sistema de refrigeração, t_{op}) ao longo dos ciclos. Conforme já mencionado, as geometrias mais robustas demoram mais tempo para bloquear pela formação de geada, aumentando seu tempo de operação.

Figura 61 – Variação do tempo médio entre degelos para diferentes geometrias do evaporador



Fixando-se o volume total do evaporador, o comprimento (e o número total de aletas, bem como o espaçamento entre elas) com $V = 0,003 \text{ m}^3$, $W = 0,323 \text{ m}$, $N_{\text{fin}} = 103$ e $S_{\text{fin}} = 0,00317 \text{ m}$, percebe-se que o comportamento do consumo energético muda em relação ao caso sem volume prescrito.

A análise do consumo energético na Figura 62 sugere ponto de mínimo para uma geometria com $N_{\text{I}_0} = 4$ e $N_{\text{tr}} = 4$, o que fica claro na Figura 63. No entanto, pode-se perceber que para outras configurações, tais como $N_{\text{I}_0} = 3$ e $N_{\text{tr}} = 6$, ou $N_{\text{I}_0} = 6$ e $N_{\text{tr}} = 3$, a condição energética é muito parecida. Essa baixa influência na variação da área de face pode ser explicada pelo comportamento parabólico da curva do evaporador que está sendo considerada. Isso significa dizer que, uma vez que o modelo tem suposições de homogeneidade de formação de geada, a variação na perda de carga entre geometrias simuladas, ao longo da operação do gabinete, possui baixa influência, o que faz com que o modelo leve em consideração pesos semelhantes para a variação entre área de face e o tamanho longitudinal do evaporador. É de se supor que, para uma curva de ventilador típica de ventiladores axiais, com maior grau de não linearidades, o comportamento da análise de otimização seja diferente.

Figura 62 – Variação do consumo energético para diferentes geometrias do evaporador com volume e largura fixos

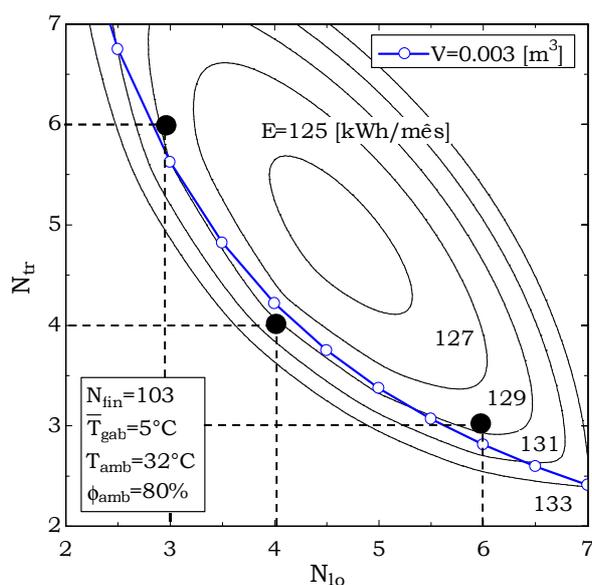
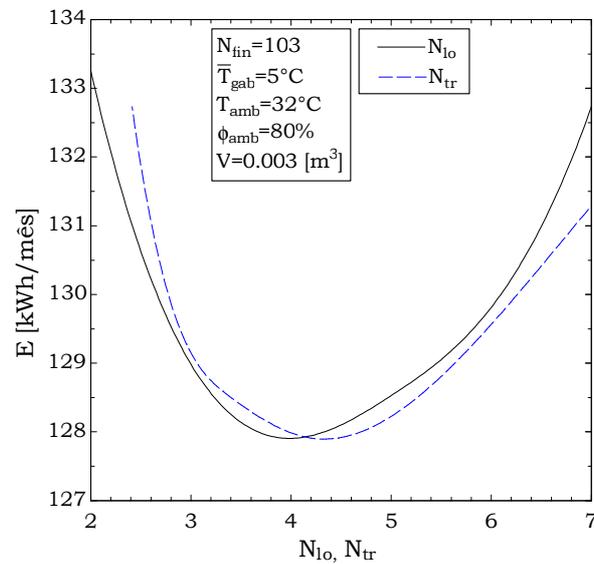
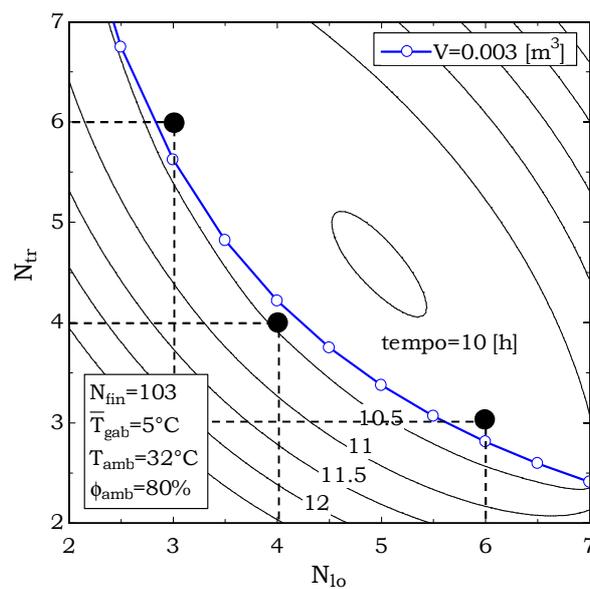


Figura 63 – Variação do consumo energético com os números de tubos longitudinais e transversais



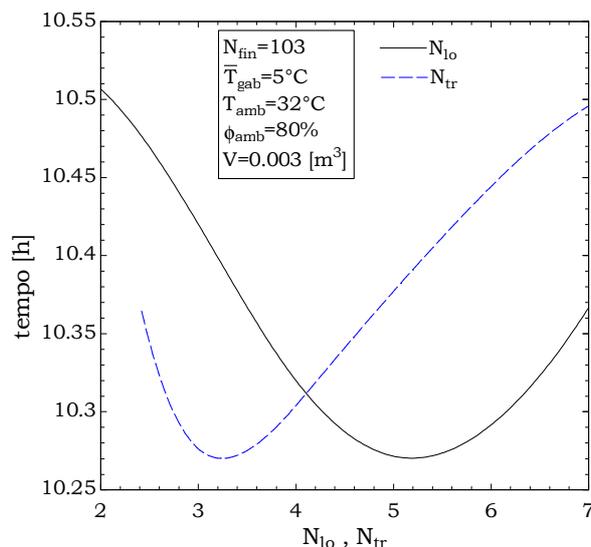
De forma semelhante, ao se analisar o tempo total de funcionamento, como mostra a Figura 64, percebe-se a pouca variação de tal parâmetro. O fato é que as intervenções devidas ao degelo são parecidas em termos de quantidade como de tempo, o que faz com que, para atingir o objetivo desejado, as diferenças propostas para variação de geometria exijam tempos semelhantes.

Figura 64 – Variação do tempo para a realização de 3 ciclos completos para diferentes geometrias do evaporador com volume e largura fixos



A Figura 65 apresenta a variação do tempo total com os números de fileiras de tubos longitudinais e transversais. Aqui, percebe-se, claramente, que a condição $N_{lo} = 6$ e $N_{tr} = 3$ apresenta os menores tempos, porém, com maior consumo energético, como verificado na Figura 63.

Figura 65 – Variação do tempo para a realização de 3 ciclos completos com os números de fileiras de tubos longitudinais e transversais



Conclui-se, então, que a minimização do consumo energético não está ligada, necessariamente, a minimização do tempo total de funcionamento do sistema gabinete, quando se leva em consideração as restrições e a curva do ventilador propostas. Ainda o número de iterações de degelo interfere em tal minimização.

5.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Esse capítulo tratou da formulação matemática de um modelo de gabinete refrigerado sujeito à formação de geada e a processos cíclicos de degelo.

Foi mostrado que a eficiência energética do conjunto possui valores de máximo quando contrastado com o tempo de operação, para condições geométricas distintas. De maneira geral, condições com menores quantidades e tempos de degelo devido ao bloqueio da área de face do evaporador pela

formação de geada são condições mais eficientes. Isso fica claro quando não se impõe restrição de volume total ao evaporador. Dessa forma, o aumento da eficiência se dá com a robustez do evaporador.

Ao se restringir o volume total do evaporador, no entanto, há a distinção de uma geometria ótima. Porém, na análise realizada aparecem outras condições geométricas distintas com nível de consumo energético próximo. Essa pequena variação é explicada pela baixa sensibilidade do modelo à variação na perda de carga, quando considerado um longo tempo de funcionamento, principalmente em razão da característica parabólica da curva do ventilador considerada.

6 CONCLUSÃO

6.1 RESULTADOS

Nos exercícios de otimização sem restrições de volume, geometrias robustas são apresentadas como condições de maior eficiência energética. Esse resultado é explicado sob diferentes pontos de vista dependendo do nível de complexidade do modelo: para o evaporador operando a seco, a maior robustez aumenta a área de face, diminuindo a geração de entropia para condições de escoamento fixas; ao se aumentar o nível de complexidade, foi constatada, além da área de face, a influência da temperatura de evaporação ao longo da operação do sistema de refrigeração (pois é modificada pela formação de geada) e, posteriormente, pode-se adicionar a consideração da diminuição no número de ciclos de degelo, já que uma geometria robusta demora mais tempo para bloquear pela formação de geada, aumentando a eficiência global do evaporador.

No entanto, qualquer projeto mecânico leva em consideração restrições geométricas, de processo, e de operação. Para tal, outras análises foram propostas, fixando-se o volume do evaporador em $V = 0,003 \text{ m}^3$ e restringindo a altura do mesmo (na condição de 6 fileiras de tubos transversais) ou sua largura. Identificou-se, então, a presença de pontos ótimos, que reduzem a geração de entropia ou o consumo de energia entre os níveis de análise apresentados.

Mostrou-se, então, a importância da simulação de condições realistas de funcionamento para o projeto de evaporadores, uma vez que suas configurações mais eficientes variam com o nível de profundidade das considerações assumidas.

6.2 AUTOCRÍTICA E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A presente dissertação apresentou um avanço em relação a modelos disponíveis na literatura sobre sistemas de refrigeração operando sob condições de formação de geada, uma vez que leva em consideração: a geometria do evaporador, a influência da área mínima de passagem em razão do entupimento

do evaporador (que gera aumento na perda de carga e diminuição na vazão de ar insuflado pelo ventilador), a variação na resistência térmica e densidade da camada de geada e a variação da pressão de evaporação através do modelo de sistema.

Porém, o modelo e o código numérico desenvolvidos possuem restrições que podem ser aprimoradas. Entre as deficiências e oportunidades para melhorias, pode-se apontar:

- a validação experimental do modelo matemático do sistema de refrigeração operando sob condições de formação de geada e do modelo de gabinete;
- a análise de outras restrições geométricas;
- a consideração de curvas de ventiladores reais, distintas e selecionadas para cada faixa de geometria simulada;
- a implementação de um modelo que simule a evolução temporal do processo de degelo ao longo do tempo, levando em conta, além do derretimento, outros fenômenos como a dessublimação e a variação de densidade ao longo da espessura da camada de geada durante o degelo.

Sugere-se como trabalhos futuros, além das melhorias anteriormente apontadas:

- a sofisticação do modelo de modo a levar em consideração uma distribuição não homogênea de formação de geada entre aletas.
- a inclusão da análise discreta do escoamento de ar e de fluido refrigerante no evaporador, de modo a sofisticar as interações geométricas, simulando, melhor, o sistema real.
- a realização de uma análise econômica onde o valor da tarifa energética, e dos custos de fabricação para diferentes geometrias sejam considerados ao longo da vida útil do componente.

REFERÊNCIAS

ANEEL, 2015. Bandeiras Tarifárias. www.aneel.gov.br

ASHRAE Standard 51, 1999, **Laboratory methods of testing fans for aerodynamic performance rating**, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA.

BANSAL, P., FOTHERGILL, D., FERNANDES, R., 2010. **Thermal analysis of the defrost cycle in a domestic freezer**. International Journal of Refrigeration, Vol. 33, pp. 589–599.

BEJAN, A., VARGAS, J. V. C., LIM, J. S., 1994. **When to defrost a refrigerator, and when to remove the scale from the heat exchanger of a power plant**. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 37, pp. 523–532.

BEJAN, A., TSATSARONIS, G., MORAN, M., 1996. **Thermal Design & Optimization**. Wiley-Interscience Publication, New York, 1996.

BORGES, B. N., HERMES, C. J. L., GONÇALVES, J. M., MELO, C., 2011. **Transient simulation of household refrigerators: A semi-empirical quasi-steady approach**. Applied Energy, Vol. 88, pp. 748-754.

CHEN, H., THOMAS, L., BESANT, R. W., 2003. **Fan supplied heat exchanger fin performance under frosting conditions**. International Journal of Refrigeration, Vol. 26, pp. 140–149.

ELETROBRAS, 2008. **Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso – ano base 2005**. Classe comercial - alta tensão, www.eletronbras.com

ELETROBRAS, 2009. **Programa nacional de conservação de energia elétrica**, www.eletronbras.com/elb/procel/main.asp.

GOSNEY, W. C, 1982. **Principles of refrigeration**. Cambridge University Press, UK

HERMES, C. J. L., PIUCCO, R., O. BARBOSA JR., J. R., MELO, C., 2009, **A study of frost growth and densification on flat surfaces**. Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 33(2), pp.371-379

HERMES, C. J. L., 2012. **An analytical solution to the problem of frost growth and densification on flat surfaces**. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 55, pp. 7346–7351

HERMES, C. J. L., BARBOSA Jr, J. R., 2012. **Thermodynamic comparison of Peltier, Stirling, and vapor compression portable coolers**. Applied Energy, Vol. 91, pp. 51–58

HERMES, C. J. L., SILVA Jr, W. L, DE CASTRO, F. A. G., 2012. **Thermal-hydraulic design of fan-supplied tube-fin condensers for refrigeration cassettes aimed at minimum entropy generation**. Applied Thermal Engineering, Vol. 36, pp. 307–313

HERMES, C. J. L., 2013. **Thermodynamic design of condensers and evaporators: Formulation and applications**. International Journal of Refrigeration, Vol. 36, pp. 633–640

HUANG, J. M., HSIEH, W. C., KE, X. J., WANG, C. C., 2008. **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, Vol. 28, pp. 728–737

KAYS, W. M., LONDON, A. L., 1984. **Compact Heat Exchangers**. Third Edition, McGraw-Hill, NY, USA

KLEIN, S.A. **Engineering Equation Solver**. 2012

KNABBEN, F. T, HERMES, C. J. L., MELO, C., 2011. **In-situ study of frosting and defrosting processes in tube-fin evaporators of household refrigerating appliances**. International Journal of Refrigeration, Vol. 34, pp. 2031-2041

KONDEPUDI, S. N., O'NEAL, D. L., 1987. **The effects of frost growth on extended surface heat exchanger performance: a review.** ASHRAE Transactions, Vol. 93, pp. 258-274

O'NEAL, D. L., TREE, D. R., 1985. **A Review of Frost Formation in Simple Geometries.** ASHRAE Transactions, Vol. 91, pp. 267-281

OGAWA, K., TANAKA, N., TAKESHITA, M., 1993. **Performance improvement of plate fin-and-tube heat exchangers under frosting conditions.** ASHRAE Transactions, Vol. 99, pp. 762-771

PIUCCO, R. O., HERMES, C. J. L., MELO, C., BARBOSA, J. R., 2008. **A study of frost nucleation on flat surfaces.** Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 32, pp. 1710-1715

RADCENCO, V., BEJAN, A., VARGAS, J. V. C., LIM, J. S., 1995. **Two design aspects of defrosting refrigerators.** International Journal of Refrigeration, Vol. 18, pp. 76–86

REYNOLDS, W. C., PERKINS, H. C., 1977. **Engineering Thermodynamics.** McGraw-Hill, NY, USA

RIBEIRO, R. S., HERMES, C. J. L., 2014. **Algebraic modeling and thermodynamic design of fan-supplied tube-fin evaporators running under frost conditions.** Applied Thermal Engineering, Vol. 70, pp. 552-559

SAN, J. Y., WOREK, W. M., LAVAN, Z. **Entropy generation in combined heat and mass transfer.** International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 30, n. 7, pp. 1359-1369

SHAH, R. K. e SEKULIC, D. P., 2003. **Fundamentals of Heat Exchangers,** John Wiley and Sons, New York, USA

SILVA, D. L., HERMES, C. J. L., MELO, C., 2010. **Experimental study of frost accumulation on fan-supplied tube-fin evaporators.** Applied Thermal Engineering, pp. 1013-1020

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

WANG, C. C., LEE, W. S., SHEU, W. J., 2001. **A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers.** International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, pp. 3565-3573

WELLING, B., IMHOLZ, M., ALBERT, M., HILFIKER, K. **Defrosting the fin tube evaporators of air/water heat pumps using ambient air.** 9th International IEA Heat Pump Conference, 20-22 Maio de 2008, Zurique, Suíça

XIA, Y., ZHONG, Y., HRNJAK, P. S., JACOBI, A. M., 2006. **Frost, defrost, and refrost and its impact on the air-side thermal-hydraulic performance of louvered-fin, flat-tube heat exchangers.** International Journal of Refrigeration, Vol. 29, pp. 1066–1079

YANG, D. K., LEE, K. S., SONG, S., 2006. **Modeling for predicting frosting behavior of a fin-tube heat exchanger.** International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, pp. 1472-1479

ZAKRZEWSKI, B., 1984. **Optimal defrost cycle for the air cooler.** International Journal of Refrigeration, Vol. 7, pp. 41-45