

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**“Análise Numérica de Evaporadores do Tipo *Roll-Bond*
Usados em Refrigeradores Domésticos”**

Fábio Kenji Suguimoto

Orientador: Prof. Dr. André Luiz Seixlack

Dissertação apresentada à Faculdade de
Engenharia - UNESP – Campus de Ilha
Solteira, para obtenção do título de Mestre
em Engenharia Mecânica.
Área de Conhecimento: Ciências Térmicas.

Ilha Solteira – SP
Dezembro de 2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Seção Técnica de Aquisição e Tratamento da Informação
Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação da UNESP - Ilha Solteira.

Suguimoto, Fábio Kenji.

S947a Análise numérica de evaporadores do tipo *Roll-Bond* usados em
refrigeradores domésticos / Fábio Kenji Suguimoto.
Ilha Solteira : [s.n.], 2011
138 f. : il.

Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista. Faculdade de
Engenharia de Ilha Solteira. Área de Conhecimento: Ciências Térmicas, 2011

Orientador: André Luiz Seixlack
Inclui bibliografia

1. Evaporadores. 2. Refrigerador doméstico. 3. Análise numérica.



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA

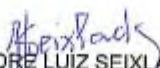
CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: Análise Numérica de Evaporadores do Tipo Roll-Bond Usados em Refrigeradores Domésticos

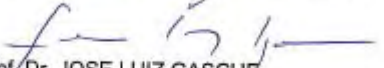
AUTOR: FÁBIO KENJI SUGUIMOTO

ORIENTADOR: Prof. Dr. ANDRE LUIZ SEIXLACK

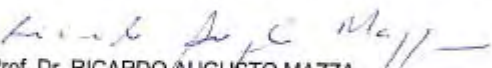
Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica, Área: CIÊNCIAS TÉRMICAS, pela Comissão Examinadora:


Prof. Dr. ANDRE LUIZ SEIXLACK

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. JOSE LUIZ GASCHE

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. RICARDO AUGUSTO MAZZA

Departamento de Energia / Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP

Data da realização: 22 de dezembro de 2011.

À minha família e amigos.

Agradecimentos

Primeiramente a Deus

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

Aos amigos que encontrei durante minha passagem por Ilha Solteira, em especial a Franco, Iara e Bruno. Aos novos amigos que me ajudaram durante todo o mestrado na Unesp de Ilha Solteira e aos colegas do Laboratório de Mecânica dos Fluidos Computacional, pelo auxílio e companheirismo.

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

E principalmente aos meus pais Yoshiaki e Mirtes e minhas irmãs Renata e Flávia pelo apoio incondicional e compreensão durante todo o trabalho realizado.

A Capes pela bolsa concedida.

Resumo

Neste trabalho apresenta-se um modelo numérico para a simulação do escoamento e da transferência de calor, nos regimes permanente e transiente, ao longo de um evaporador do tipo *roll-bond* instalado no interior do gabinete de um refrigerador doméstico. Evaporadores *roll-bond* são amplamente utilizados na maioria dos refrigeradores domésticos no Brasil. A análise desse tipo de evaporador é de fundamental importância para a indústria de refrigeradores domésticos, uma vez que melhora o entendimento das trocas de calor envolvidas e, portanto, pode contribuir com a melhoria do desempenho do sistema. Divide-se o estudo em duas etapas: a modelagem do evaporador e a modelagem do gabinete. A análise do evaporador envolve o escoamento do fluido refrigerante no interior dos canais formados por duas chapas de alumínio justapostas, que formam a placa evaporadora. Tais canais são separados por filetes que atuam como uma aleta única, originando significativa transferência de calor por condução na placa evaporadora. As duas chapas de alumínio justapostas são consideradas como uma única placa plana vertical, com transferência de calor por condução nas direções horizontal e vertical. No lado externo a transferência de calor ocorre por convecção natural e por radiação entre a placa evaporadora e o gabinete do refrigerador. No interior dos canais do evaporador o escoamento é considerado unidimensional e dividido em uma região monofásica de vapor superaquecido e uma região bifásica líquido-vapor. Na região bifásica o escoamento é considerado homogêneo, ou seja, são consideradas condições de equilíbrio térmico e hidrodinâmico entre as fases. A influência da curvatura dos canais sobre o escoamento é desconsiderada e a queda de pressão no interior dos canais é considerada. A simulação do escoamento ao longo dos canais do evaporador é obtida a partir da solução numérica das equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e de conservação de energia usando o método de Volumes Finitos. No modelo do gabinete são calculadas a temperatura média do ar no interior do gabinete e as temperaturas de suas superfícies externas e internas, modelando-se apenas as trocas térmicas por convecção e por radiação e não o escoamento do ar no interior do gabinete. São consideradas as parcelas de calor

transferido por convecção do ar interno e a parcela referente ao calor trocado por radiação entre as superfícies internas do gabinete e do evaporador. O gabinete do refrigerador é tratado como uma cavidade retangular e a condução de calor através das paredes é considerada unidimensional. As resistências térmicas dos revestimentos interno e externo, que possuem condutividades térmicas elevadas, são desprezadas. No isolamento térmico, que possui condutividade térmica reduzida, a transferência de calor é analisada segundo a abordagem diferencial. O modelo permite o cálculo, nos regimes permanente e transiente, da distribuição de temperatura, pressão e entalpia do fluido refrigerante. Além da carga térmica, são calculadas a distribuição de temperatura da placa evaporadora e as temperaturas médias do interior do gabinete e das paredes internas e externas. Os resultados em regime permanente são comparados com dados experimentais disponíveis na literatura, encontrando-se, respectivamente, uma diferença absoluta máxima de 1,8 °C e 0,9 °C para as temperaturas média do evaporador e do gabinete e uma diferença relativa máxima de 7,6 % para a carga térmica. Os resultados obtidos para regime transiente são comparados com dados experimentais de Hermes (2000) e demonstraram boa concordância.

Palavras-chave: Evaporador *roll-bond*. Refrigerador doméstico. Análise numérica.

Abstract

This work presents a numerical model to simulate the unsteady refrigerant fluid flow and heat transfer along a *roll-bond* evaporator installed inside the cabinet of a household refrigerator. Roll-bond evaporators are widely used in most household refrigerators in Brazil. The analysis of this type of evaporator is fundamental to the industry of household refrigerators. It improves understanding of the refrigerant flow and heat transfer and, therefore, could contribute to the improvement of system performance and energy savings. The model is divided into two stages, one for the evaporator and the other for the cabinet. The analysis of the evaporator involves the refrigerant flow inside the channel formed by powder-coated aluminum. This channel is separated by fillets that act as a single fin, causing significant heat transfer by conduction in the evaporator plate. The powder-coated aluminum channel is considered as a single vertical flat plate, where conduction heat transfer takes place along horizontal and vertical directions. Heat transfer by free convection and radiation between the evaporator plate and the air inside the cabinet is taken into account. The refrigerant flow inside the channel is divided in two regions: a two-phase flow, of liquid-vapor, and another of single-phase flow, of superheated vapor. The refrigerant flow is assumed to be one-dimensional and a homogeneous flow model is employed for the two-phase flow. The influence of the curvature of the channels on the flow is disregarded, although the pressure drop inside the channels is taken into account. The fundamental equations governing the flow through evaporator are derived from the mass conservation, momentum and energy conservation laws. The heat conduction equation is also solved to obtain the temperature distribution along the evaporator plate. A Finite Volume approach is used to obtain the discretization of the governing partial differential equations and the resulting set of algebraic equations is solved by successive iterations. The mean air temperature inside the cabinet and the temperature of its external and internal surfaces are evaluated by modeling the heat transfer by free convection and radiation only and not the air flow inside the cabinet. The cabinet is taken as a rectangular cavity and heat conduction through the walls is considered to be one-dimensional.

The conductive resistance of the internal and external cladding materials, which have high thermal conductivity, is disregarded and the heat conduction through the thermal insulation, which has low thermal conductivity, is analyzed according to a differential formulation. The model allows prediction of the temperature, pressure and enthalpy distributions of the refrigerant along the channel and the evaporator plate temperature distribution, as functions of the geometrical parameters and operating conditions, in both steady and unsteady states. Also, the model is capable of predicting the thermal load, the mean air temperature inside the cabinet and the internal and external walls temperatures. The results obtained from steady state analysis are compared with experimental data available in the literature. Maximum absolute differences of 1.8 °C and 0.9 °C were found, respectively, for the evaporator mean temperature and the cabinet mean temperature and a maximum relative difference of 7,6 % was found for the thermal load. Some unsteady analysis results are also compared with experimental data available in the literature and showed a good agreement.

Keywords: *Roll-bond* evaporator. Household refrigerator. Numerical analysis.

Lista de Figuras

Figura 1.1 - Esquema de um sistema de refrigeração por compressão a vapor.....	21
Figura 1.2 - Representação esquemática dos estados termodinâmicos ao longo de um sistema padrão de refrigeração por compressão a vapor.	22
Figura 1.3 - Esquema de um refrigerador doméstico.	24
Figura 1.4 - Refrigerador doméstico do tipo <i>no-frost</i> com evaporador do tipo tubo-aletado.....	25
Figura 1.5 - Refrigerador doméstico do tipo estático com evaporador do tipo <i>roll-bond</i>	25
Figura 1.6 - Exemplo de evaporador do tipo <i>roll-bond</i>	26
Figura 1.7 - Seções transversais típicas de evaporadores <i>roll-bond</i>	27
Figura 1.8 - Área superficial do evaporador em função do volume do refrigerador	28
Figura 2.1 - Esquema de um refrigerador doméstico do tipo estático de 230 litros.....	34
Figura 2.2 - Modelo da placa evaporadora do tipo <i>roll-bond</i>	35
Figura 2.3 - Balanço de massa em um volume de controle no interior do canal do evaporador...	36
Figura 2.4 - Balanço da quantidade de movimento em um volume de controle no interior do canal do evaporador.....	37
Figura 2.5 - Balanço da energia em um volume de controle no interior do canal do evaporador.	38
Figura 2.6 - Balanço de conservação de energia em um volume de controle bidimensional da placa evaporadora.	40
Figura 2.7 - Superfícies do gabinete do refrigerador SLIM 230 litros	45
Figura 2.8. Esquema dos processos de transferência de calor através de uma parede do gabinete.	46
Figura 2.9. Balanço de energia no volume de controle unidimensional do isolante térmico.	51
Figura 3.1 - Volumes de controle ao longo do domínio unidimensional discretizado.	57
Figura 3.2 - Malha computacional da placa evaporadora.....	60
Figura 3.3 - Volume de controle bidimensional para a placa evaporadora.	61
Figura 3.4 - Acoplamento das temperaturas da placa evaporadora com as temperaturas do fluido refrigerante.....	62
Figura 3.5 - Domínio discretizado segundo o método de Volumes Finitos.	64
Figura 3.6 - Esquema da discretização nas fronteiras do isolante: (a) fronteira interna; (b) fronteira externa.....	66

Figura 4.1 - Influência do modelo de cálculo da queda de pressão na região bifásica sobre a diferença de pressão do refrigerante.	74
Figura 4.2 - Influência do modelo de cálculo da queda de pressão na região bifásica sobre a distribuição de temperatura do refrigerante.	75
Figura 4.3. Coeficiente de transferência de calor ao longo do canal do evaporador.	76
Figura 4.4. Influência do coeficiente de transferência de calor na distribuição de temperatura do refrigerante.	77
Figura 4.5 - Distribuição de temperatura ao longo do canal do evaporador para diferentes fluxos de massa.	82
Figura 4.6 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora ($\dot{m} = 0,55 \text{ kg/h}$).	83
Figura 4.7 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora ($\dot{m} = 0,80 \text{ kg/h}$).	83
Figura 4.8 - Distribuições de entalpia do refrigerante ao longo do canal do evaporador para diferentes fluxos de massa.	84
Figura 4.9 - Distribuições de pressão ao longo do canal do evaporador para diferentes fluxos de massa.	85
Figura 4.10 - Variação das taxas de transferência de calor no evaporador e no gabinete para diferentes fluxos de massa.	86
Figura 4.11 - Variação da temperatura média da placa evaporadora e do gabinete para diferentes fluxos de massa.	87
Figura 4.12 - Distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do canal do evaporador para diferentes temperaturas ambiente.	88
Figura 4.13 - Distribuições de pressão ao longo do canal do evaporador para diferentes temperaturas ambiente.	89
Figura 4.14 - Distribuições de pressão ao longo do canal do evaporador para diferentes temperaturas ambiente.	89
Figura 4.15 - Variação das taxas de transferência de calor no evaporador e no gabinete para diferentes temperaturas ambiente.	90
Figura 4.16 - Variação das temperaturas médias da placa evaporadora e do gabinete para diferentes temperaturas ambiente.	91
Figura 4.17 - Distribuições de temperatura ao longo do canal do evaporador para diferentes títulos.	92

Figura 4.18 - Distribuições de pressão ao longo do canal do evaporador para diferentes títulos.	93
Figura 4.19 - Variação das taxas de transferência de calor no evaporador e do gabinete para diferentes títulos.	93
Figura 4.20 - Variação das temperaturas médias da placa evaporadora e do gabinete para diferentes títulos.	94
Figura 4.21 - Comparação entre as temperaturas do ponto central do evaporador calculada e medida (HERMES, 2000).....	95
Figura 4.22 - Comparação entre as temperaturas médias do gabinete calculada e medida (HERMES, 2000) - temperatura ambiente de 32°C.	96
Figura 4.23 - Comparação entre as temperaturas médias do gabinete calculada e medida (HERMES, 2000) - temperatura ambiente de 43°C.	97
Figura 4.24 - Distribuições, no regime transiente, das temperaturas médias do evaporador e do gabinete, comparadas com os resultados numéricos de (HERMES, 2000).	97
Figura 4.25 - Variação transiente das taxas de transferência de calor no gabinete.	98
Figura 4.26 - Variação transiente da diferença de temperatura entre o gabinete e a placa evaporadora	99
Figura 4.27 - Variação transiente das temperaturas das paredes externas.....	100
Figura 4.28 - Variação transiente das temperaturas das paredes internas.	101
Figura 4.29 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: 2,5 segundos.	101
Figura 4.30 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: 15 segundos.	102
Figura 4.31 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: 60 segundos.	102
Figura 4.32 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: 600 segundos.	103
Figura 4.33 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: 1 hora.	103
Figura 4.34 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: 2 horas.....	104
Figura 4.35 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: 3 horas.....	104
Figura 4.36 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: 6 horas.....	105
Figura II.1. Fator de forma para superfícies totalmente paralelas.	116
Figura II.2 - Fator de forma para superfícies perpendiculares.	117
Figura II.3 - Fator de forma para superfícies perpendiculares sem cantos em comum.	118
Figura II.4 - Fator de forma para superfícies paralelas com tamanhos variados.....	119
Figura II.5 - Fator de forma para superfícies dividida entre A1 e A3.	120

Figura II.6 - Fator de forma para superfícies divida entre $A_1 + A_3$ com A_2	121
--	-----

Lista de Tabelas

Tabela 4.1 - Dados geométricos do evaporador e do gabinete analisados.	72
Tabela 4.2 - Condições testadas por (MELO; SILVA; SILVEIRA, 1998).....	72
Tabela 4.3 - Influência do refinamento de malha Caso 1 (MELO; SILVA; SILVEIRA, 1998)...	73
Tabela 4.4 - Influência das correlações do coeficiente de transferência de calor interno.	78
Tabela 4.5 - Diferença absoluta entre os valores calculados mostrados na Tab 4.4 e os resultados experimentais de (MELO; SILVA; SILVEIRA, 1998).....	78
Tabela 4.6 - Influência das correlações do coeficiente de transferência de calor evaporador/gabinete.....	79
Tabela 4.7 - Comparação com os resultados experimentais de (MELO; SILVA; SILVEIRA, 1998).....	80
Tabela 4.8 - Comparação com os resultados numéricos de (HERMES, 2000).....	81
Tabela 4.9 - Resistências térmicas da parede 1.	91
Tabela II.1 - Fatores de forma para todas as paredes do gabinete e do evaporador.	122

Lista de Símbolos

a	difusividade térmica [m^2/s]
A	área [m^2]
B	largura da placa evaporadora [m]
c	calor específico [J/kgK]
d	diâmetro do canal [m]
D_h	diâmetro hidráulico [m]
e	energia interna específica [J/kg]
E	poder emissivo de um corpo negro [W/m^2]
f	fator de atrito
F_z	força em razão do atrito entre o fluido refrigerante e a parede do tubo [N/m^3]
g	aceleração da gravidade local [m/s^2]
G	fluxo de massa de refrigerante [$\text{kg/m}^2\text{s}$]
h	coeficiente de transferência de calor [$\text{W/m}^2\text{K}$]
H	altura da placa evaporadora [m]
i	entalpia específica [J/kg]
i_o	entalpia de estagnação [J/kg]
J	radiosidade [W/m^2]
k	condutividade térmica [W/mK]
K_H	parâmetro de Hughmark
L_{eq}	comprimento característico [m]
L_{gax}	comprimento linearizado da gaxeta [m]
$\dot{m}$	vazão em massa do refrigerante [kg/s]
p	pressão [Pa]
P	perímetro interno do canal [m]
q''	fluxo de calor [W/m^2]
S	razão de deslizamento
t	tempo [s]
T	temperatura [K]
T_∞	temperatura ambiente [K]
u	velocidade [m/s]

v	volume específico [m^3/kg]
x	direção horizontal da placa evaporadora [m]
z	coordenada ao longo do canal [m]
y	direção vertical da placa evaporadora [m]
w	espessura da placa evaporadora [m]

Símbolos Gregos

α	fração de vazio
ε	emissividade da superfície
ρ	massa específica [kg/m^3]
τ	tensão de cisalhamento [Pa]
$\Delta_{is,l}$	comprimento do primeiro volume de controle do isolante térmico [m]
$\Delta_{is,l}$	comprimento do último volume de controle do isolante térmico [m]
σ	constante de Stefan-Boltzman
ζ	rugosidade da parede interna do canal [m]
μ	viscosidade dinâmica [Pas]
ϕ	variável genérica
ϕ^2	multiplicador bifásico
ν	viscosidade cinemática [m^2/s]
γ	tensão superficial [N/m]

Índices Inferiores

cov,e,l	convecção externa na parede l
cov,e,l	convecção externa na parede l
e	externo
e,l	externo na parede l
gab	gabinete
gax	gaxeta
i	interno
i,l	interno na parede l

is,l	isolante térmico da parede l
l	fase líquida
lo	liquido apenas
pl	placa evaporadora
rad	radiação
rad,e,l	radiação externa da parede l
rad,i,l	radiação interna da parede l
ref	refrigerante
v	fase vapor
vo	vapor apenas

Números Adimensionais

$$Re = \frac{Gd}{\mu} \quad \text{número de Reynolds}$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad \text{número de Prandtl}$$

$$Fr = \frac{G^2}{gd_i \rho^2} \quad \text{número de Froude}$$

$$We = \frac{G^2 d}{\rho \sigma} \quad \text{número de Webber}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad \text{parâmetro de Martinelli}$$

$$Bo = \frac{q''}{G h_{lv}} \quad \text{parâmetro evaporativo (boiling number)}$$

$$Ra = \frac{g \beta (T_\infty - T_e) x^3}{\nu \alpha} \quad \text{número de Rayleigh}$$

Sumário

Capítulo 1	Introdução	19
1.1.	Características dos Refrigeradores Domésticos.....	23
1.2.	Revisão Bibliográfica	29
1.3.	Objetivos da Dissertação	30
1.4.	Esboço da Dissertação	31
Capítulo 2	Modelo Matemático.....	33
2.1.	Introdução	33
2.2.	Evaporador.....	34
2.3.	Gabinete do Refrigerador.....	44
2.4.	Resumo do Modelo Proposto.....	53
Capítulo 3	Metodologia de Solução	56
3.1.	Discretização das Equações Governantes - Evaporador.....	56
3.2.	Discretização das Equações Governantes - Gabinete	62
3.3.	Procedimento de Solução.....	68
Capítulo 4	Resultados e Discussão.....	71
4.1.	Introdução	71
4.2.	Influência da Malha Computacional.....	72
4.3.	Influência das Equações Constitutivas	73
4.4.	Definição do Modelo	79
4.5.	Comparação com Dados Experimentais – Regime Permanente.....	80
4.6.	Análise da Influência da Vazão em Massa do Refrigerante	81
4.7.	Análise da Influência da Temperatura Ambiente	87
4.8.	Análise da Influência do Título.....	91
4.9.	Análise do Evaporador – Regime Transiente	94
Capítulo 5	Conclusões.....	106
Referências		107
Apêndice I	Dados Geométricos e Propriedades Termofísicas.....	112
Apêndice II	Equações para o Cálculo dos Fatores de Forma.....	114
Apêndice III	Estrutura do Programa Computacional.....	122
Apêndice IV	Equações Constitutivas.....	123

Apêndice V	Resultados Adicionais.....	134
------------	----------------------------	-----

Capítulo 1

Introdução

Na área de refrigeradores e *freezers* domésticos tem se observado um contínuo desenvolvimento tecnológico ao longo das últimas décadas. Atualmente, a crescente preocupação com as questões ambientais tem motivado a realização de inúmeras pesquisas e grandes investimentos em inúmeras áreas da ciência e da tecnologia. Na área de refrigeração, tais pesquisas e investimentos têm sido principalmente em relação a dois aspectos: a busca de fluidos refrigerantes menos agressivos ao meio ambiente e a análise do comportamento dos diferentes componentes do sistema de refrigeração em operação com esses novos fluidos refrigerantes, visando a redução do consumo de energia.

Os primeiros refrigeradores domésticos utilizavam o éter como fluido refrigerante, cuja temperatura de ebulição é de 34°C, o que implicava em pressões de evaporação inferiores a pressão atmosférica, com risco de infiltração de ar e, conseqüentemente, de explosões. Com o passar dos anos foram sendo utilizados outros tipos de fluidos refrigerantes, tais como o dióxido de enxofre que possui o ponto de ebulição de -10°C ou o dióxido de carbono que possui elevada pressão de condensação. Todas essas substâncias são extremamente tóxicas, sendo perigoso qualquer tipo de vazamento. Em 1929 foram identificados os clorofluorcarbonos, conhecidos como CFC's, que revolucionaram a indústria de refrigeradores, uma vez que possuíam as qualidades que se desejava num fluido refrigerante, além de não serem tóxicos, nem inflamáveis.

Entretanto, em 1974, Mario Molina e Sherwood Rowland escreveram um artigo sobre a degradação que os componentes a base de cloro poderiam causar à camada de ozônio. Em 1987, um tratado mundial conhecido como Protocolo de Montreal, teve o intuito de controlar a produção e a remoção de substâncias agressivas ao meio ambiente e, em 1996, com a segunda revisão do Protocolo de Montreal, a produção de CFC foi extinta nos países desenvolvidos. Nos países em desenvolvimento, esse prazo foi até 2010 e, no Brasil, as importações dessas substâncias foram permitidas até 2006.

Ainda do ponto de vista ambiental, descobriu-se que alguns refrigerantes contribuem para o aquecimento global e o consumo de energia dos sistemas de refrigeração contribui indiretamente para a degradação do meio ambiente.

Nos últimos vinte anos, a comunidade científica vem realizando um grande esforço com o objetivo de substituir os CFC's e HCFC's – hidroclorofluorcarbonos, em especial o HCFC-22, ou R-22. Atualmente observa-se uma fase de transição, com o desenvolvimento de fluidos que substituem os HCFC's. Várias alternativas têm surgido, tais como aquelas da família dos hidrocarbonetos halogenados, tanto como substâncias puras ou como misturas binárias ou ternárias e, também, os refrigerantes naturais: hidrocarbonetos, HC's, dióxido de carbono CO₂, amônia e outros. No grupo dos halogenados, que não contêm cloro, citam-se o R-134a, o R-404A, o R-402B, o R-407C e o R-417A.

É importante mencionar que tais alternativas ainda não são uma solução definitiva, em razão das muitas variáveis em questão, tais como: o custo de implementação, a substituição de equipamento, a diversidade de utilização em setores tão distintos como a refrigeração e o ar condicionado, nos segmentos industriais, comerciais, residencial e automotivo.

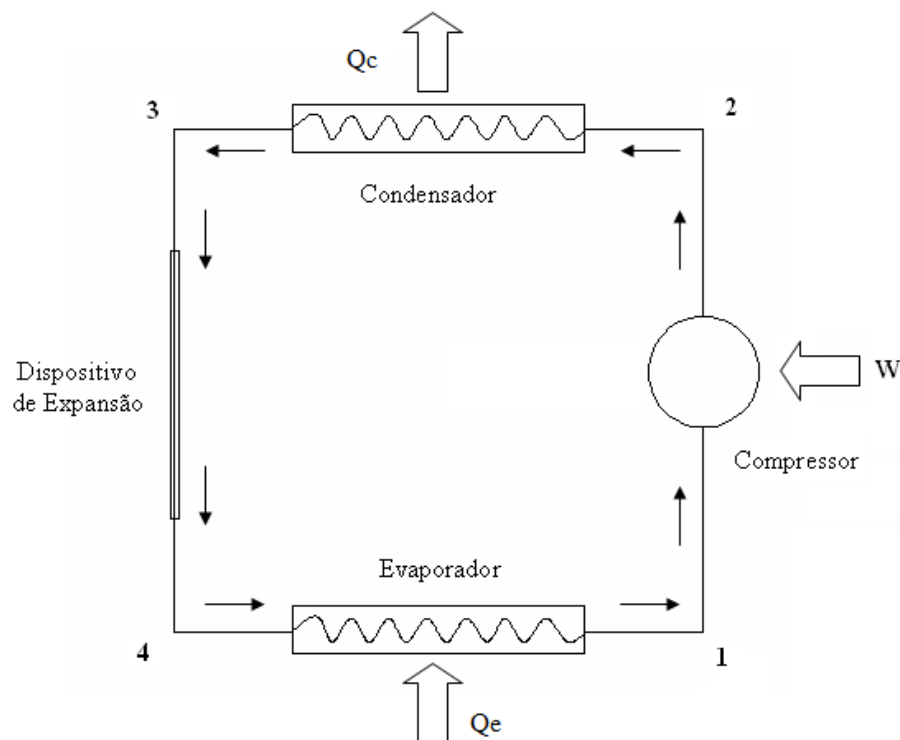
O Brasil possui um plano para a eliminação dos HCFC's, conhecidos como “Plano Brasileiro de Eliminação de HCFC's – PBH”, na sigla em português, ou “*HCFC's Phase-out Mangement Plan for Brazil*”, como conhecido internacionalmente. Tal plano foi proposto pelo Ministério do Meio Ambiente e o governo brasileiro apresentou-o na reunião do Protocolo de Montreal ocorrida no Canadá, na última semana de junho de 2011. A meta é reduzir 10% do consumo nacional até 2015, referente à medida de 2009 e 2010, na conversão de processos na indústria de isolamentos térmicos e no setor de refrigeração, ar-condicionado, ventilação e aquecimento. Ao final de sua implantação, o Plano Brasileiro reduzirá as emissões anuais em aproximadamente 1,8 milhões de toneladas de CO₂ equivalente.

Tendo em vista os problemas causados pelos CFC's e HFC's e os acordos já realizados pelos Protocolos de Montreal 1987 e de Kyoto 2005, busca-se a substituição dos fluidos refrigerantes o que, em alguns casos, resulta na mudança da tecnologia de refrigeração. Com o desenvolvimento de novos refrigerantes, o estudo de seus efeitos sobre o desempenho dos sistemas de refrigeração torna-se cada vez mais importante.

O sistema de refrigeração por compressão de vapor utiliza os componentes básicos: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. Um esquema de um sistema de

refrigeração por compressão de vapor padrão é mostrado na Fig. 1.1 e os estados termodinâmicos do refrigerante ao longo desse sistema é representado em um diagrama pressão-entalpia na Fig. 1.2. O refrigerante em baixa pressão no evaporador recebe energia do sistema que se deseja refrigerar, Q_e . Em seguida, o refrigerante é comprimido pelo compressor elevando assim sua temperatura. No condensador, o refrigerante transfere calor para o ambiente externo, Q_c , e segue para o dispositivo de expansão, que reduz sua pressão e temperatura, retornando ao evaporador e completando o ciclo.

Figura 1.1 - Esquema de um sistema de refrigeração por compressão a vapor.



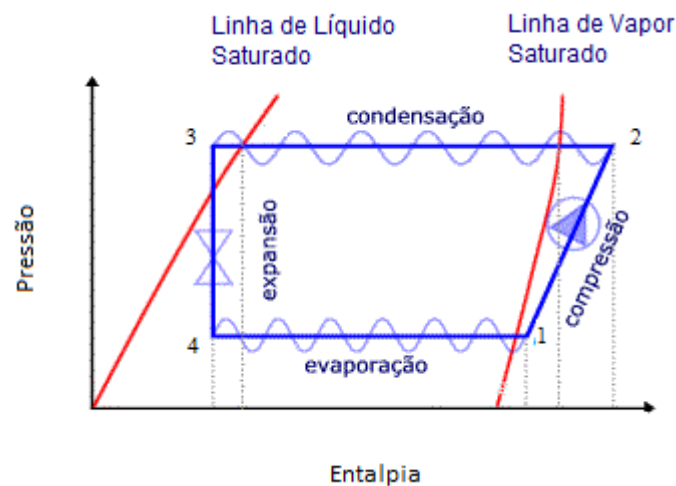
Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Um aspecto bastante importante, comum a todos os ciclos, é a questão da eficiência. Mesmo sendo um ciclo teórico, os parâmetros que influenciam o desempenho do sistema podem ser analisados. A capacidade de retirar calor em relação à potência consumida pelo compressor deve ser a maior possível. O coeficiente de performance, Eq. (1.1), COP, é um parâmetro fundamental na análise de sistemas de refrigeração e é definido como,

$$COP = \frac{Q_c}{W_c} \quad (1.1)$$

na qual Q_e é o calor transferido para o evaporador, [W], e W_c é o trabalho realizado pelo compressor [W].

Figura 1.2 - Representação esquemática dos estados termodinâmicos ao longo de um sistema padrão de refrigeração por compressão a vapor.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

O ciclo de refrigeração real apresenta uma série de irreversibilidades termodinâmicas, tais como: efeitos viscosos do escoamento do fluido refrigerante e as trocas de calor com diferenças finitas de temperaturas. Todas essas perdas influenciam diretamente na capacidade do sistema de refrigeração, causando redução de seu desempenho.

Segundo dados do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica- PROCEL (1998) do governo brasileiro, realizado em 1998, a refrigeração é responsável por aproximadamente 32 % do consumo residencial e 17 % do consumo comercial, o que totaliza 11 % do consumo total de energia elétrica no Brasil.

A partir do PROCEL (1998), verificou-se que o refrigerador doméstico, embora individualmente apresente um consumo de energia relativamente baixo, 30 kWh/mês para um refrigerador típico de 300 l, tem um papel de destaque no consumo nacional de energia elétrica em razão do número elevado desses equipamentos em operação.

Segundo Coulter e Bullard (1997), essa baixa eficiência é agravada pela operação cíclica do sistema. Coulter e Bullard (1997) determinaram que durante a operação cíclica, o refrigerador possui uma eficiência entre 5 e 25 % inferior em relação à condição de operação quase-estática¹. Durante a operação cíclica do refrigerador, a redução de capacidade do evaporador é de 3 a 17 % e o aumento de potência requerida é de 1 a 9 %, ambos em relação a um refrigerador fictício operando em regime quase-estático.

Neste capítulo apresentam-se algumas características sobre refrigeradores domésticos, tipos de evaporadores e suas diferenças, além de uma análise sobre o escoamento ao longo do evaporador. Em seguida, apresenta-se a revisão bibliográfica sobre evaporadores do tipo *roll-bond*, os objetivos e um esboço da dissertação.

1.1. Características dos Refrigeradores Domésticos

O desempenho do refrigerador ou do *freezer* doméstico pode ser obtido tradicionalmente pela realização de ensaios experimentais normalizados ou, de forma alternativa, pela utilização de modelos numéricos para simular o comportamento do refrigerador. Os programas de simulação numérica precisam ser validados a partir de resultados experimentais para que possam ser usados com segurança e representem adequadamente o comportamento do refrigerador. Tais programas permitem, de forma rápida e custo baixo, modificações no modelo ou a troca de componentes no sistema sem que essas alterações sejam efetivamente realizadas.

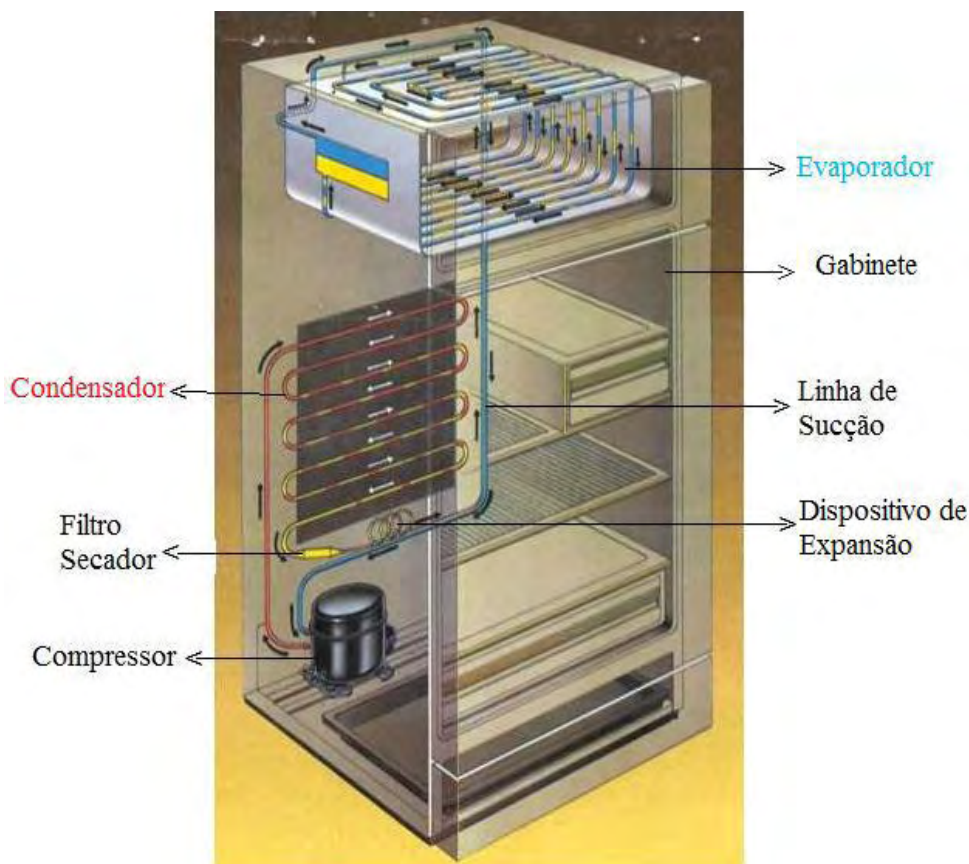
Dentre os componentes de um refrigerador doméstico, mostrado esquematicamente na Fig. 1.3, o compressor, os trocadores de calor (evaporadores e condensadores) e os dispositivos de expansão, em particular os tubos capilares, têm sido extensivamente analisados. O projeto

¹ Condição na qual um refrigerador fictício é assumido operar em regime permanente, mas com as temperaturas do ar na entrada do trocador de calor iguais às de um refrigerador real durante o ciclo de acionamento.

adequado desses componentes melhora não só o desempenho do sistema, como também reduz o espaço ocupado e a quantidade de material necessária na fabricação.

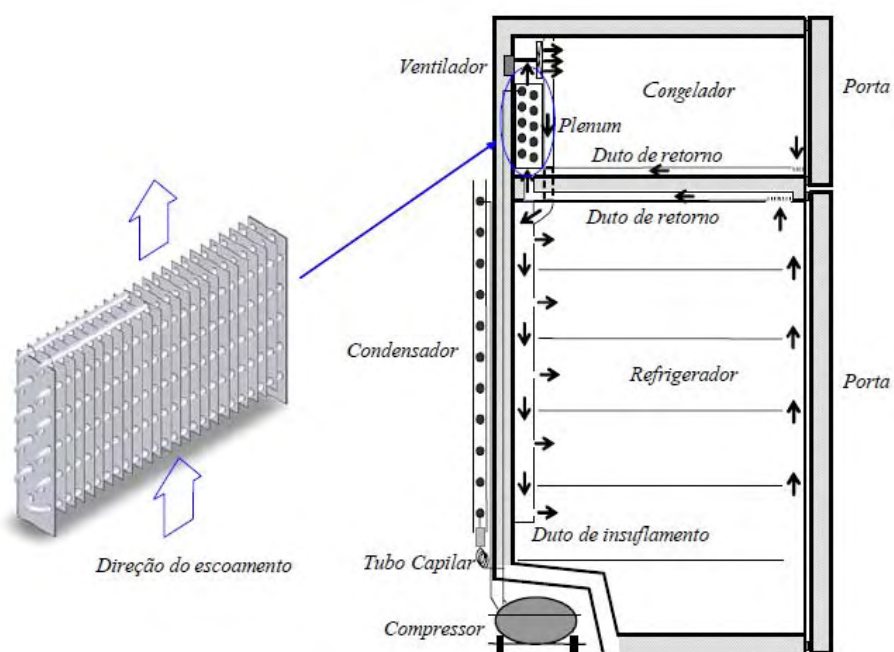
No campo de refrigeradores domésticos, há dois tipos disponíveis no mercado: os *no-frost* ou *frost-free* e os convencionais ou estáticos. A diferença entre eles é o tipo de evaporador usado e, em função disso, o método de circulação do ar em seus interiores. A Figura 1.4 mostra um refrigerador *no-frost*, no qual utiliza-se um trocador de calor do tipo tubo-aletado e a circulação de ar é realizada por meio de um ventilador, convecção forçada. A Figura 1.5 mostra um refrigerador estático, no qual utiliza-se evaporador de placa, conhecidos como *roll-bond*, e a circulação do ar nos compartimentos é governada pela convecção natural. Além disso, os refrigeradores domésticos podem ter um ou dois compartimentos refrigerados. Esses últimos, também conhecidos como *duplex* ou *biplex* são os refrigeradores domésticos mais vendidos na atualidade e possuem duas portas: a do refrigerador e a do congelador, *freezer*, como mostrado nas Figs. 1.4 e 1.5.

Figura 1.3 - Esquema de um refrigerador doméstico.



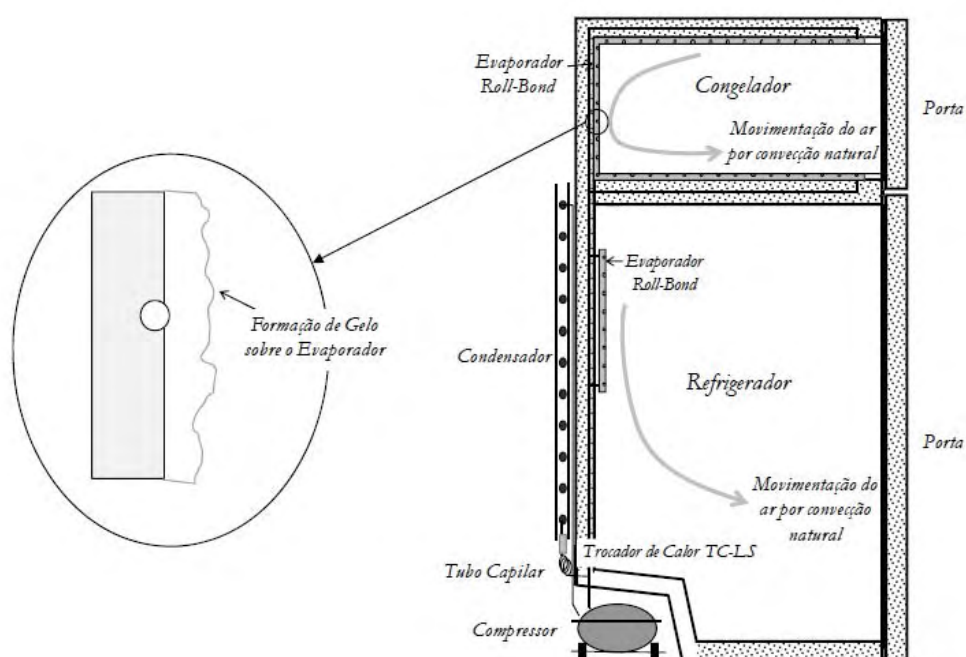
Fonte: (FRANÇA, 2005)

Figura 1.4 - Refrigerador doméstico do tipo *no-frost* com evaporador do tipo tubo-aletado



Fonte: (WALTRICH, 2008)

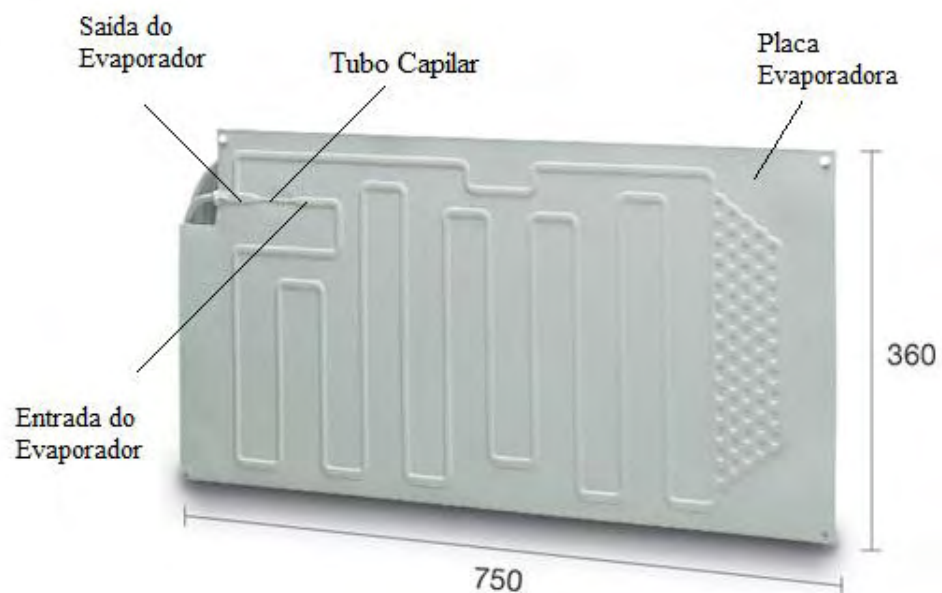
Figura 1.5 - Refrigerador doméstico do tipo estático com evaporador do tipo *roll-bond*.



Fonte: (WALTRICH, 2008)

Os evaporadores do tipo *roll-bond*, como mostrado na Fig. 1.6, são fabricados pelo processo de caldeamento, no qual duas chapas de alumínio passam através de um laminador. Por meio de aquecimento e da pressurização, essas chapas são fixadas uma na outra, exceto nas regiões onde são previamente pintadas com uma tinta de dióxido de titânio. Essas regiões são infladas com ar, formando os canais no interior do qual o fluido refrigerante escoar. Tais canais são separados por filetes que atuam como uma aleta única, originando uma transferência de calor por condução significativa na placa evaporadora. Nos evaporadores *roll-bond*, o tubo capilar é inserido na linha de sucção, passa através da saída do evaporador e é conectado diretamente na entrada do evaporador. Esse aspecto construtivo reduz o número de soldas na montagem do sistema e é mostrado na Fig. 1.6 e, esquematicamente, na Fig. 2.2.

Figura 1.6 - Exemplo de evaporador do tipo *roll-bond*.

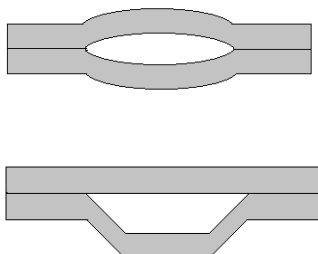


Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

A região quadriculada mostrada à direita do evaporador da Fig. 1.6 é um acumulador de sucção e tem a função de receber as variações de carga do refrigerante e de evitar a entrada de líquido no compressor. O formato da seção transversal dos canais do evaporador *roll-bond* exercem uma influência significativa sobre a queda de pressão e no acúmulo de óleo ao longo do evaporador. Conforme mostrado por Silva (1998), seções transversais demasiadamente pequenas podem originar quedas de pressões elevadas, refletindo na capacidade do compressor. Por outro lado, seções transversais demasiadamente grandes podem gerar reduzidas velocidades do

refrigerante e favorecer o acúmulo de óleo. A Figura 1.7 mostra dois exemplos de seções transversais típicas de evaporadores *roll-bond*.

Figura 1.7 - Seções transversais típicas de evaporadores *roll-bond*.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Na entrada do evaporador, geralmente o escoamento é de uma mistura bifásica líquido-vapor. Ao longo do evaporador, o processo de evaporação convectiva ocorre até que o refrigerante saia do evaporador, ou como uma mistura bifásica, ou no estado de vapor saturado ou de vapor superaquecido.

O processo de evaporação convectiva no interior de um tubo é bastante complexo, pois uma variedade de padrões de escoamento pode existir. O regime de escoamento bifásico líquido-vapor que se estabelece ao longo do tubo, depende da velocidade média e das propriedades de cada fase. À medida que o processo de vaporização acontece, a quantidade de vapor aumenta. Para manter o fluxo de massa do escoamento constante, a densidade média do escoamento diminui e a velocidade média aumenta. Como os regimes de escoamentos bifásicos são fortemente dependentes da velocidade relativa entre as fases, a aceleração do escoamento produz uma sequência de mudanças nesses regimes (CAREY, 1992). Frequentemente, os padrões de escoamento observados na evaporação convectiva são: bolhas, pistonado (slug), intermitente, anular, estratificado e misto disperso.

Além disso, o processo de vaporização de um fluido no interior de um tubo depende profundamente das características do tubo, dificultando ainda mais a obtenção de correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

Assim, as curvas de retorno ao longo do tubo, necessárias para obter-se a configuração em serpentina, podem exercer uma influência considerável sobre os padrões de escoamento. Segundo Collier e Thome (1999), o efeito de uma curva de retorno sobre o padrão do

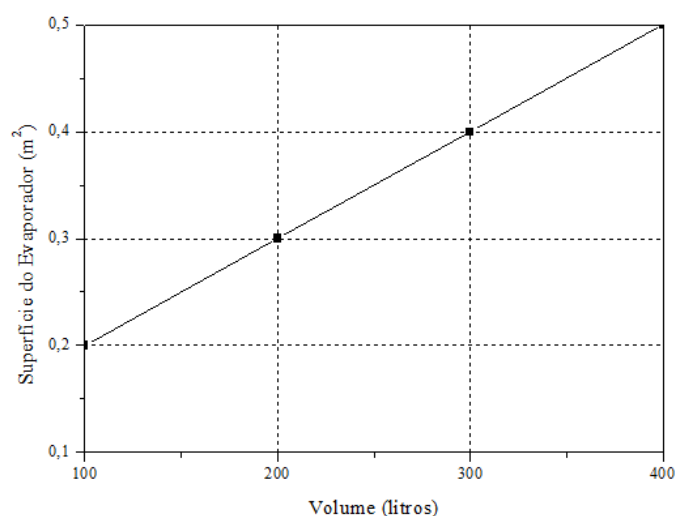
escoamento pode ser notado ao longo de uma distância acima de 50 vezes o diâmetro do tubo, a jusante da curva.

No lado externo do evaporador, a transferência de calor ocorre principalmente por convecção natural. De acordo com Silva (1998), a transferência de calor por radiação também pode ser significativa em razão da diferença entre a temperatura do evaporador e das paredes internas do gabinete. Uma vez que o calor é transferido da placa evaporadora para o ar, por radiação e convecção natural, o principal parâmetro de interesse prático é o coeficiente de transferência de calor combinado. As condições de operação do evaporador são definidas pela diferença média entre as temperaturas da placa evaporadora e do ar no interior do gabinete.

Conforme salientado por Hermes (2000), a condução de calor é ainda mais significativa na região onde se localizam os bordos de entrada e saída do refrigerante e, por isso é a região onde ocorre o maior gradiente de temperatura. Nessa região, os canais de entrada e saída do refrigerante estão muito próximos, causando uma intensa troca de calor e alterando a condição do refrigerante na entrada do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção.

As informações sobre o dimensionamento de evaporadores *roll-bond* são pouco precisas na literatura. Conforme apresentado por Silva (1998), na prática, em geral, os fabricantes usam um diagrama semelhante ao mostrado na Fig. 1.8 citado por (SILVA, 1998), para determinar a área superficial do evaporador em função do volume do refrigerador. Entretanto informações adicionais sobre esse diagrama, geralmente, não são apresentadas.

Figura 1.8 - Área superficial do evaporador em função do volume do refrigerador



Fonte: (SILVA, 1998)

1.2.Revisão Bibliográfica

Existem poucos trabalhos experimentais e numéricos sobre a análise de evaporadores do tipo *roll-bond* disponíveis na literatura, destacando-se aqueles de (SILVA, 1998; KLEIN, 1998; HERMES, 2000; HERMES; MELO; NEGRÃO, 2008).

Silva (1998) realizou um estudo experimental de um evaporador *roll-bond* no qual se quantificou a transferência de calor de acordo com sua geometria e posição. Foram empregados três métodos na obtenção da taxa de transferência de calor: método direto, método indireto e utilizando-se transdutores de fluxo de calor. Três posições distintas do evaporador foram testadas: posição original, inclinada a frente e inclinada para trás. A partir dos resultados obtidos descobriu-se que as medições usando os transdutores de fluxo de calor permitiram a medida direta dessa grandeza, ao contrário dos outros métodos empregados, diminuindo a incerteza de medição. Silva (1998) concluiu também que o evaporador apresentou melhor desempenho na posição inclinada para trás, sendo 6,1 % maior do que na posição original. Ainda nessa posição, foi verificada uma melhor distribuição da taxa de transferência calor entre as faces do evaporador.

Klein (1998) desenvolveu um código computacional para a análise individual dos componentes de um refrigerador doméstico que, posteriormente, foram inter-relacionados. Tais componentes foram: um compressor hermético alternativo, um evaporador *roll-bond*, um condensador arame-sobre-tubo e um trocador de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo concêntrico. O modelo do compressor foi baseado em dados experimentais obtidos em um calorímetro. Determinou-se, ainda, o ganho de calor através da região da gaxeta realizando-se experimentos para a determinação do coeficiente global de transferência de calor para três temperaturas ambientes distintas. A placa evaporadora foi analisada de forma global, sem considerar o escoamento do fluido refrigerante. Os resultados foram comparados com resultados experimentais e os máximos desvios absolutos apresentados foram: 0,8 °C para a temperatura interna do gabinete, 0,12 bar para a pressão de sucção do compressor, 1,1 °C para a temperatura de evaporação, 0,6 °C para a temperatura de condensação e 1,4 W para a potência elétrica.

Um modelo teórico para simular o comportamento transiente de refrigeradores domésticos foi apresentado por (HERMES, 2000). Modelos individuais também foram elaborados para cada um dos componentes básicos de um refrigerador SLIM de 230 l: compressor, evaporador,

condensador, gabinete e tocador de calor tubo capilar-linha de sucção. A simulação integrada dos modelos dos componentes não foi possível devido a vários problemas de convergência numérica. Um desses problemas foi a descontinuidade gerada nas interfaces entre o escoamento bifásico e o monofásico. As situações nas quais esse problema tornou-se mais acentuado foram o início do sub-resfriamento no condensador, o início do superaquecimento no evaporador e o início da saturação no tubo capilar. Ao longo do trabalho, à medida que os problemas de convergência foram surgindo, Hermes (2000) optou por explorar com mais profundidade os modelos individuais de cada componente.

Hermes, Melo e Negrão (2008) realizaram um estudo sobre o comportamento de um evaporador do tipo *roll-bond*, em regime permanente e transiente, e desenvolveram um código computacional no qual o evaporador foi analisado segundo o modelo distribuído. Até então, nenhum estudo desse tipo havia sido realizado, pois todas as análises eram feitas considerando-se a modelagem global do evaporador. O código foi validado comparando-se os resultados obtidos no regime permanente com os resultados experimentais apresentados em Melo, Silva e Silveira (1998), citado por Hermes (2000), mostrando desvios na faixa de $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$ para a temperatura interna do gabinete e $\pm 6\%$ para a capacidade de refrigeração.

A partir dessa revisão bibliográfica observa-se que poucos estudos, tanto experimentais como computacionais, sobre evaporadores do tipo *roll-bond* são encontrados na literatura. Além disso, apenas em um desses trabalhos analisou-se o comportamento desse tipo de evaporador no regime transiente. Nota-se, também, que vários parâmetros e efeitos ainda precisam ser adequadamente analisados, para melhorar o entendimento e modelagem dos fenômenos complexos envolvidos nesse tipo de problema.

1.3.Objetivos da Dissertação

O objetivo deste trabalho é apresentar um modelo para simular o escoamento do fluido refrigerante e a transferência de calor nos regimes permanente e transiente ao longo de um evaporador do tipo *roll-bond* instalado no interior do gabinete de um refrigerador doméstico.

Este trabalho é parte de um projeto mais amplo em que se pretende elaborar um modelo para simular o comportamento de refrigeradores domésticos a partir da combinação dos modelos

individuais de cada componente do sistema.

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Elaborar um código computacional para simular o escoamento de fluidos refrigerantes no interior dos canais de evaporadores do tipo *roll-bond*, considerando as trocas de calor por convecção e radiação no gabinete e procurando melhorar o entendimento dos fenômenos complexos envolvidos nesse tipo de escoamento;
- Analisar o desempenho de evaporadores do tipo *roll-bond* usados no sistema de refrigeração doméstico;
- Implementar no código computacional o módulo REFPROP 8.0 (LEMMON; MCLINDEN; HUBER, 2007), que permite o cálculo das propriedades termofísicas de diferentes fluidos e misturas de fluidos refrigerantes.
- Analisar a influência das correlações para o cálculo da queda de pressão e dos coeficientes de transferência de calor.

1.4. Esboço da Dissertação

O trabalho está dividido em cinco Capítulos e cinco Apêndices. O Capítulo 2 – Modelo Matemático – apresenta o modelo proposto para o evaporador *roll-bond* acoplado ao gabinete do refrigerador, assim como as hipóteses utilizadas, as equações governantes e as condições iniciais e de contorno.

O Capítulo 3 – Metodologia de Solução – apresenta a metodologia utilizada para a solução das equações governantes. Tais equações são discretizadas pelo método de Volumes Finitos e os termos no domínio do tempo são integrados usando-se o método de Euler.

No Capítulo 4 – Resultados e Discussão – os resultados obtidos são apresentados e discutidos. Inicialmente é feita uma análise de influência da malha e das equações constitutivas. Em seguida, o modelo é definido e os resultados são comparados com os dados experimentais obtidos na literatura e por fim uma análise do evaporador é realizada.

O Capítulo 5 – Conclusões apresenta as conclusões do trabalho.

O Apêndice I apresenta os dados geométricos do evaporador e do gabinete do refrigerador que foram analisados e as propriedades termofísicas de seus materiais. O Apêndice II apresenta as equações para o cálculo dos fatores de forma. O Apêndice III apresenta a estrutura do programa desenvolvido. O Apêndice IV apresenta as equações constitutivas para o cálculo da força por unidade de volume em razão do atrito, dos coeficientes de transferência de calor e dos modelos de cálculo da fração de vazio. O Apêndice V apresenta alguns resultados adicionais.

Capítulo 2

Modelo Matemático

Neste capítulo é apresentado o modelo matemático proposto para análise da placa evaporadora e do gabinete do refrigerador, além das condições iniciais e de contorno utilizadas. E por fim, um resumo das do modelo proposto.

2.1. Introdução

No modelo proposto para o evaporador são consideradas tanto a parcela de calor transferido por convecção do ar no interior do gabinete, como a parcela referente ao calor trocado por radiação entre as superfícies internas do gabinete e o evaporador, uma vez que essa última parcela pode elevar substancialmente o calor a ser removido pelo evaporador.

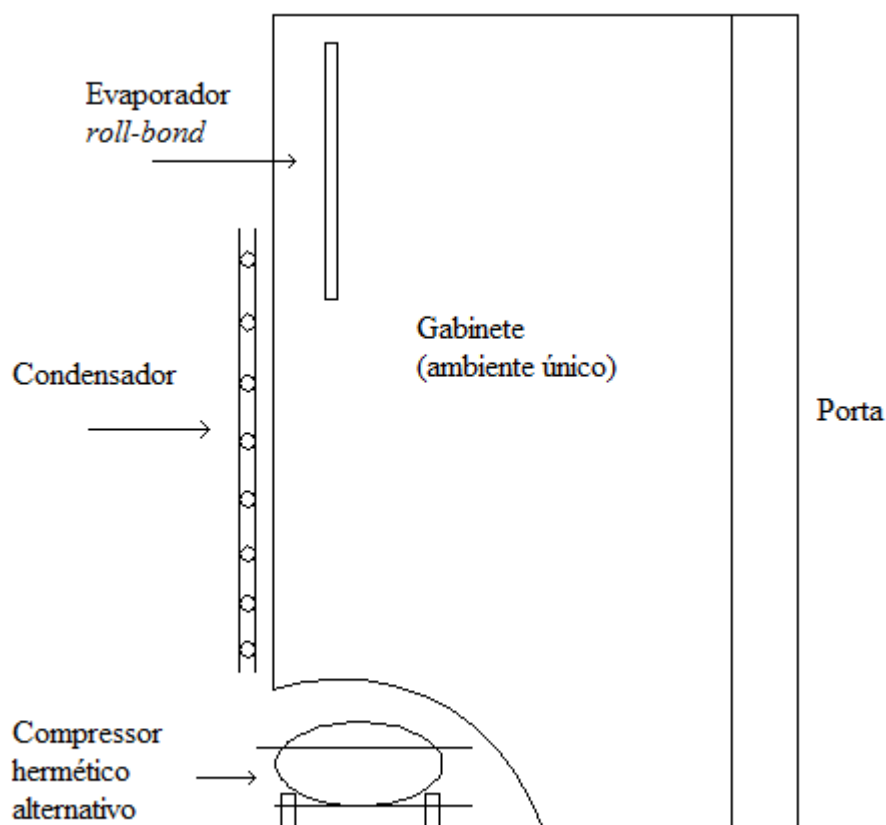
A simulação do escoamento ao longo dos canais do evaporador será obtida a partir da solução numérica da equação de conservação da massa, da equação da quantidade de movimento e da equação de conservação de energia usando-se o método de Volumes Finitos. O modelo é validado comparando-se os seus resultados com os dados experimentais disponíveis na literatura e/ou obtidos por outros modelos.

O escoamento no interior dos canais é dividido em duas regiões: região bifásica e região de vapor superaquecido. A análise de transferência de calor na placa evaporadora também é dividida na região com canal, por onde escoar o fluido refrigerante, e região sem o canal. Essa última região é formada por filetes, entre os canais, que atuam como aleta única, originando significativa transferência de calor por condução na placa evaporadora.

Para o gabinete são modeladas a transferência de calor entre suas paredes externas e o ambiente externo, a condução de calor através dos isolantes térmicos das paredes e a transferência de calor por radiação e convecção entre as paredes internas, o ar no interior do gabinete e o evaporador.

O modelo matemático é aplicado na simulação do escoamento do refrigerante e da transferência de calor ao longo do mesmo evaporador analisado por Hermes (2000), instalado no interior do gabinete de um refrigerador doméstico comercial do tipo estático de apenas um compartimento refrigerado, de 230 litros, também usado no trabalho de Silva (1998), mostrado esquematicamente na Fig. 2.1.

Figura 2.1 - Esquema de um refrigerador doméstico do tipo estático de 230 litros

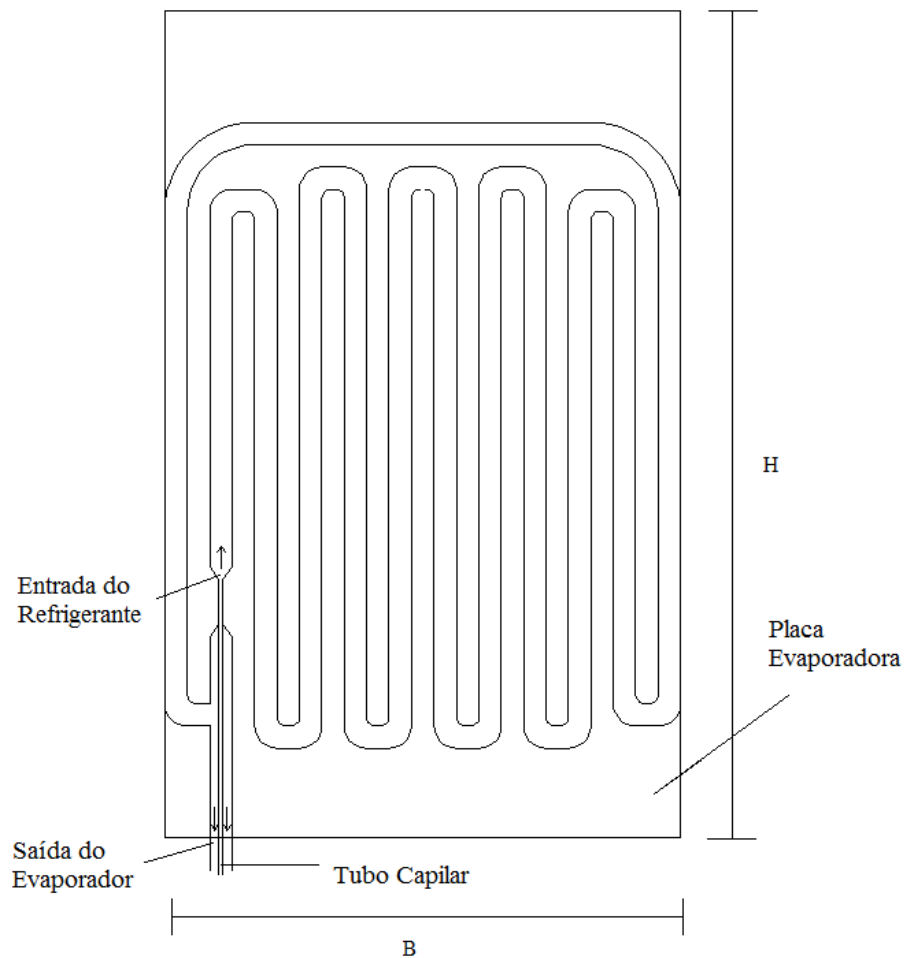


Fonte: (HERMES, 2000)

2.2. Evaporador

Para a análise do evaporador do tipo *roll-bond*, cujo esquema é mostrado na Fig. 2.2, são utilizadas as equações da conservação da massa, quantidade de movimento linear e da energia para o refrigerante e a equação da conservação de energia para a placa do evaporador.

Figura 2.2 - Modelo da placa evaporadora do tipo *roll-bond*.



Fonte: (HERMES, 2000)

Uma vez que o refrigerante na entrada do evaporador encontra-se na região de saturação e pode deixá-lo como vapor superaquecido, o escoamento ao longo do canal é dividido em duas regiões: bifásica líquido-vapor e monofásica de vapor superaquecido.

As hipóteses utilizadas no modelo são:

- (i) as duas placas de alumínio justapostas são modeladas como se constituíssem uma única placa plana vertical de espessura uniforme, desconsiderando a resistência térmica de contato e o relevo do canal;
- (ii) a transferência de calor por condução na placa é considerada bidimensional, nas direções horizontal e vertical;

- (iii) as taxas de transferência de calor por convecção nas superfícies anterior e posterior do evaporador são iguais;
- (iv) o escoamento é unidimensional e plenamente desenvolvido;
- (v) na região bifásica o escoamento é considerado homogêneo, isto é, as fases líquida e de vapor possuindo as mesmas velocidades e mesmas temperaturas;
- (vi) desconsidera-se a queda de pressão nas curvas do canal do evaporador;
- (vii) as áreas interna e externa de transferência de calor do canal do evaporador são consideradas iguais, para que o relevo da placa não influencie na transferência de calor.

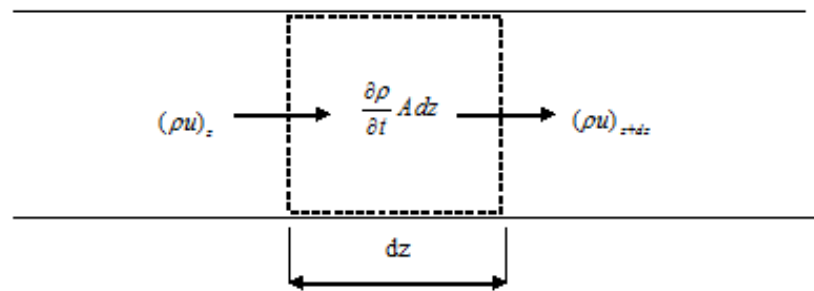
2.2.1. Modelagem do Escoamento

Considerando as hipóteses apresentadas, as equações governantes do escoamento e da transferência de calor do refrigerante são:

(a) Equação da conservação da massa

Realizando o balanço de massa do refrigerante no volume de controle mostrado na Fig. 2.3, obtém-se

Figura 2.3 - Balanço de massa em um volume de controle no interior do canal do evaporador.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

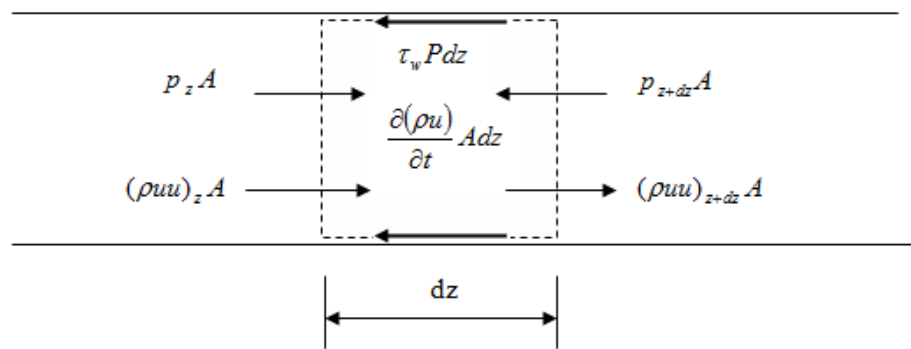
na qual ρ é a massa específica [kg/m^3], u é a velocidade média do refrigerante na seção transversal do canal [m/s], z é a coordenada ao longo do tubo [m], t é o tempo [s] e A é a área da seção transversal do canal do evaporador [m^2].

A Equação (2.1) é utilizada para o cálculo da velocidade u ao longo dos canais do evaporador.

(b) Equação da quantidade de movimento

Aplicando-se o balanço de quantidade de movimento no volume de controle mostrado na Fig. 2.4, obtém-se

Figura 2.4 - Balanço da quantidade de movimento em um volume de controle no interior do canal do evaporador.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} A dz - \frac{\partial(\rho u u)}{\partial z} A dz = -\frac{\partial p}{\partial z} A dz - P dz \tau_w \quad (2.2)$$

na qual p é a pressão do escoamento [Pa], $P = \pi d$ é o perímetro interno do canal [m], d é o diâmetro do canal [m] e τ_w é a tensão de cisalhamento na parede [Pa].

Dividindo-se ambos os lados da Eq. (2.2) por $A dz$ e fazendo $F_z = (\tau_w P/A)$, obtém-se

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(Gu)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - F_z \quad (2.3)$$

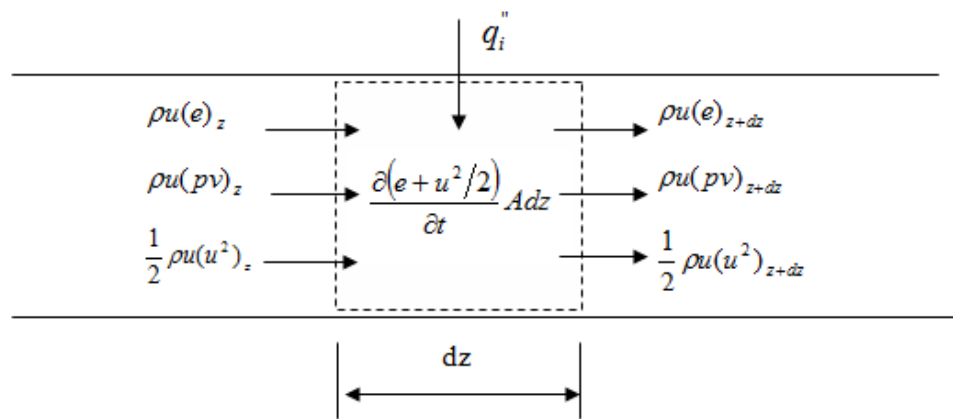
na qual $G = (\rho u)$ é o fluxo de massa [$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$] e F_z é a força por unidade de volume em razão do atrito entre o fluido refrigerante e a parede do canal [N/m^3]. Frequentemente esse termo é representado por $F_z = (dp/dz)_F$, pois representa a parcela da queda de pressão total do fluido ao longo do tubo que é causada pelo atrito entre o fluido e a parede do canal.

A Equação (2.3) é usada para o cálculo da distribuição de pressão do refrigerante ao longo do canal.

(c) Equação da conservação da energia

Realizando o balanço de energia no volume de controle mostrado na Fig. 2.5, obtém-se

Figura 2.5 - Balanço da energia em um volume de controle no interior do canal do evaporador.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

$$\frac{\partial[\rho(e + u^2/2)]}{\partial t} A dz = - \frac{\partial}{\partial z} \left[G \left(e + pv + \frac{1}{2} u^2 \right) \right] A dz + q_i'' P dz \quad (2.4)$$

na qual e é a energia interna específica [J/kg], v é o volume específico [m^3/kg] e q_i'' é o fluxo de calor por convecção entre a parede interna do canal e o refrigerante [W/m^2]. Substituindo a definição de entalpia específica $i = (e + pv)$ [J/kg], na Eq. (2.4), obtém-se

$$\frac{\partial[\rho(i - pv + u^2/2)]}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial z}\left[G\left(i + \frac{u^2}{2}\right)\right] + \frac{q_i'' P}{A} \quad (2.5)$$

Usando a definição de entalpia total específica, ou entalpia de estagnação, $i_o = (i + u^2/2)$, [J/kg], a Eq. (2.5) é escrita como

$$\frac{\partial(\rho i_o)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(G i_o) = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{q_i'' P}{A} \quad (2.6)$$

A entalpia de estagnação do refrigerante representa a quantidade total de energia transportada pelo refrigerante: energia interna (e), energia cinética ($u^2/2$) e o trabalho de fluxo (pv).

O fluxo de calor q_i'' é calculado pela lei de Newton do resfriamento, dada por

$$q_i'' = h_i(T_{pl} - T_{ref}) \quad (2.7)$$

na qual h_i é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o refrigerante e a parede interna do canal do evaporador [W/m²K], T_{pl} é a temperatura da placa evaporadora [K] e T_{ref} é a temperatura do refrigerante [K].

Substituindo a Eq. (2.7) na Eq. (2.6), obtém-se

$$\frac{\partial(\rho i_o)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(G i_o) = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{h_i P}{A}(T_{pl} - T_{ref}) \quad (2.8)$$

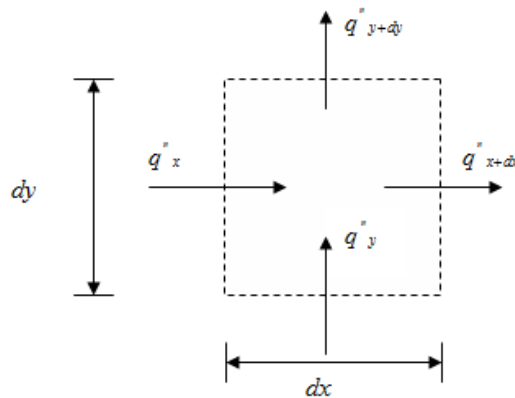
Dessa forma, utiliza-se a Eq. (2.8) para determinar a entalpia de estagnação do fluido ao longo do canal e a partir daí determina-se a entalpia específica do refrigerante. Na região bifásica

a entalpia é usada para o cálculo do título da mistura líquido-vapor, isto é: $x=(i-i_l)/(i_v-i_l)$, na qual os índices inferiores l e v indicam, respectivamente, as fases líquida e vapor. A temperatura do refrigerante é obtida usando-se o módulo REFPROP 8.0 (LEMMON; MCLINDEN; HUBER, 2007) a partir da pressão calculada pela Eq. (2.3). Na região de vapor superaquecido a temperatura do refrigerante é obtida usando-se também o módulo REFPROP 8.0 (LEMMON; MCLINDEN; HUBER, 2007) , a partir das propriedades p e i calculadas, respectivamente, pelas Eqs. (2.3) e (2.8).

2.2.2. Modelagem da Placa Evaporadora

Considerando as hipóteses apresentadas e realizando o balanço de energia no volume de controle bidimensional da placa evaporadora, mostrado na Fig. 2.6, tem-se que

Figura 2.6 - Balanço de conservação de energia em um volume de controle bidimensional da placa evaporadora.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

$$(\rho c)_{pl} \frac{\partial T_{pl}}{\partial t} = -\frac{\partial q''_x}{\partial x} - \frac{\partial q''_y}{\partial y} + \frac{(2q''_e - 2q''_i + q''_{rad,pl})}{w} \quad (2.9)$$

na qual w é a espessura da placa evaporadora [m], c o calor específico da placa evaporadora [J/kgK], $q''_{rad,pl}$ é o fluxo total de calor por radiação entre o evaporador e as superfícies internas do gabinete e q''_x e q''_y são, respectivamente, os fluxos de calor por condução nas direções

horizontal, x , e vertical, y , calculados segundo a lei de Fourier para um material isotrópico, como

$$q_x'' = -k_{pl} \frac{\partial T_{pl}}{\partial x} \quad q_y'' = -k_{pl} \frac{\partial T_{pl}}{\partial y} \quad (2.10)$$

nas quais k_{pl} é a condutividade térmica do material da placa evaporadora [W/mK]. O fluxo de calor q_i'' é calculado pela Eq. (2.7) e q_e'' é o fluxo de calor por convecção [W/m²K] entre a placa evaporadora e o ar no interior do gabinete onde se encontra o evaporador, calculado pela lei de Newton do resfriamento, como

$$q_e'' = h_e (T_{gab} - T_{pl}) \quad (2.11)$$

na qual T_{gab} é a temperatura média do gabinete [K] e h_e é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar no interior do gabinete e a placa evaporadora.

Substituindo as Eqs. (2.7), (2.10) e (2.11) na Eq. (2.9) tem-se que

$$(\rho c)_{pl} \frac{\partial T_{pl}}{\partial t} = k_{pl} \left(\frac{\partial^2 T_{pl}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{pl}}{\partial y^2} \right) + \frac{2h_e (T_{gab} - T_{pl}) - 2h_i (T_{pl} - T_{ref})}{w} + \frac{q_{rad,pl}''}{w} \quad (2.12)$$

A Equação (2.12) permite o cálculo do campo de temperatura ao longo da placa evaporadora para cada instante de tempo.

Nota-se que a Eq. (2.12) é utilizada para a região onde se encontra o canal por onde passa o fluido refrigerante. Na região onde não há o canal retira-se o termo de transferência de calor por convecção interno.

2.2.3. Condições Inicial e de Contorno

Para analisar o escoamento no interior do canal do evaporador é necessária a solução das equações governantes na região bifásica de líquido-vapor e na região monofásica de vapor superaquecido.

Para a solução em regime permanente as condições de contorno são as condições do fluido refrigerante conhecidas na entrada do canal do evaporador, sendo elas: o fluxo de massa, G_e , a pressão, p_e , e a entalpia, i_e . Na região bifásica, os valores da temperatura e massa específica do fluido refrigerante são calculados em função de sua pressão de saturação. O título na entrada do canal é calculado em função da entalpia do fluido refrigerante na entrada e é usado para determinar as demais propriedades termodinâmicas nesse local. Esses valores e as demais propriedades termofísicas são calculados utilizando-se o módulo REFPROP 8.0 (LEMMON; MCLINDEN; HUBER, 2007)

Dessa forma, as condições de contorno na entrada do canal do evaporador são:

$$z=0 \rightarrow G=G_e ; p=p_e ; i_0=i_e + \frac{u_e^2}{2} ; T_{ref}=T_{sat}(p_e) ; x=\frac{i_e-i_l}{i_v-i_l} \quad (2.13)$$

nas quais os índices inferiores e , l e v , indicam, respectivamente, a entrada do canal do evaporador e as fases líquida e vapor.

Para solucionar as equações governantes na região de vapor superaquecido é necessário conhecer as condições no início dessa região para as variáveis: G , p e i_o . O final da região bifásica é identificado pelo valor do título, ou seja, o início da região de vapor superaquecido, $z=z_{sup}$, ocorre no local ao longo do canal onde $x=1$. Na região de vapor superaquecido, os valores da temperatura e massa específica do fluido refrigerante são calculados em função de sua pressão e de sua entalpia.

Para a simulação da condição de operação do evaporador em regime transiente, as condições iniciais são definidas pela temperatura ambiente $T_\infty=43$ °C e pela pressão de equalização do sistema de $p_o= 4,9$ bar (HERMES, 2000). As temperaturas iniciais do refrigerante, T_{ref} , do interior do gabinete, T_{gab} , da placa evaporadora, T_{pl} , das paredes internas e externas do gabinete, $T_{i,l}$ e $T_{e,l}$, e do isolante térmico, $T_{is,l}$, são consideradas iguais à temperatura

ambiente. O campo de velocidade do refrigerante no interior do evaporador é considerado inicialmente nulo até que seja dada a partida no compressor. Com isso

$$\begin{aligned} t = 0 : \quad u(z,0)=0 \quad p(z,0)=p_o \quad i_o(z,0) = f(p_o, T_\infty) \\ T_{ref}(z,0) = T_{pl}(x,y,0) = T_{i,l}(0) = T_{e,l}(0) = T_{is,l}(x,0)=T_\infty \end{aligned} \quad (2.14)$$

Na entrada do canal do evaporador, $z=0$, foram impostas condições de operação em função do tempo, geradas com base nos resultados do regime permanente, obtidos por Silva (1998), e nos resultados dos ensaios do regime transiente de partida, conhecidos como ensaios de *pull-down*, realizados por Hermes (2000).

O ensaio *pull-down* consiste em analisar o comportamento do refrigerador desde a partida do compressor até a condição de regime permanente. Assim o equipamento é posicionado em uma câmara de teste com temperatura ambiente controlada. Nessa câmara, o sistema é deixado desligado e com a porta aberta por 12h, até que entre em equilíbrio térmico com o ambiente. Então o compressor é ligado e inicia-se o monitoramento das variáveis como pressão, temperatura e potência consumida pelo sistema de refrigeração, que termina quando o regime permanente é alcançado.

Dessa forma, as condições impostas são dadas por

$$\begin{aligned} u(0,t) &= 1,78(1 - e^{-t/5})/\rho(0,t)A \\ z = 0 : \quad p(0,t) &= 1,29 + (p_o - 1,29)e^{-t/10} \\ \hat{i}(0,t) &= \frac{i(0,t) - i_l(0,t)}{i_v(0,t) - i_l(0,t)} = 0,31 + (\hat{i}_0 - 0,31)e^{-t/15} \end{aligned} \quad (2.15)$$

nas quais t é o tempo [s], p é a pressão [bar] e $\hat{i}$ a entalpia normalizada. A entalpia normalizada representa o título na região bifásica e não possui significado físico na região de vapor superaquecido. As entalpias do líquido e do vapor são calculadas em função da pressão de entrada, $p(0,t)$. O índice inferior ($_o$) representa o valor inicial da variável.

A equação da conservação de energia da placa evaporadora, Eq. (2.12) é diferencial parcial de segunda ordem e, portanto, para ser resolvida requer que duas condições de contorno sejam especificadas para cada direção. Para isso, assume-se que a área de seção transversal dessa região

é extremamente menor que a área da superfície da placa. Considera-se então que as bordas da placa estejam perfeitamente isoladas, ou seja

$$\frac{\partial T_{pl}(0,y,t)}{\partial x} = \frac{\partial T_{pl}(B,y,t)}{\partial x} = \frac{\partial T_{pl}(x,0,t)}{\partial y} = \frac{\partial T_{pl}(x,H,t)}{\partial y} = 0 \quad (2.16)$$

Nas quais B e H , mostrados na Fig. 2.2 são, respectivamente, a largura e a altura do evaporador. Como condição inicial, considerando-se que a placa esteja na temperatura ambiente.

2.3. Gabinete do Refrigerador

O modelo matemático para a análise da transferência de calor no gabinete é desenvolvido com base nas equações clássicas da transferência de calor por condução, convecção natural e radiação, com o objetivo de modelar apenas as trocas térmicas e não o escoamento de ar no interior do gabinete. Um esquema do refrigerador a ser analisado, mostrando as superfícies do gabinete, é apresentado na Fig. 2.7, na qual as superfícies a serem analisadas estão destacadas em cinza.

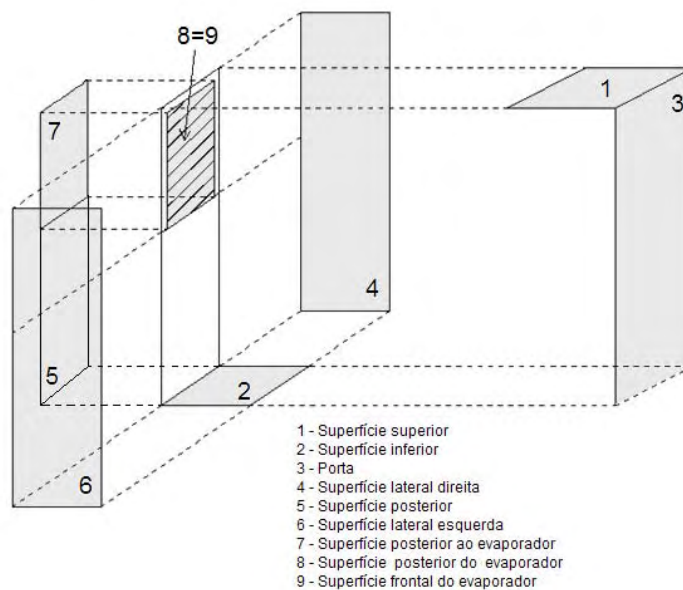
Observa-se na Figura 2.7 que o refrigerador foi dividido em nove superfícies planas, sendo que as superfícies anterior e posterior do evaporador foram representados pelos planos 8 e 9.

As hipóteses consideradas no modelo de transferência de calor no gabinete são:

- (i) as paredes do gabinete são consideradas planas com condução unidimensional;
- (ii) desconsidera-se a condução de calor nos revestimentos internos e externos, abordagem global, por possuírem elevada condutividade térmica e consequentemente números de *Biot* reduzidos;
- (iii) desconsidera-se o ressalto no interior do gabinete;
- (iv) a temperatura do ambiente externo é considerada constante;
- (v) a transferência de calor por radiação entre as superfícies externas e as superfícies do ambiente é semelhante aquela que ocorre entre uma pequena superfície que se encontra no interior de um espaço fechado muito maior;

- (vi) as superfícies internas são tratadas como cinzentas e opacas, os efeitos de transmissividade foram desprezados;
- (vii) o meio interno e externo não participam das trocas radiativas;
- (viii) as propriedades termofísicas dos meios envolvidos na modelagem do gabinete não variam com a temperatura, exceto as propriedades do ar.

Figura 2.7 - Superfícies do gabinete do refrigerador SLIM 230 litros



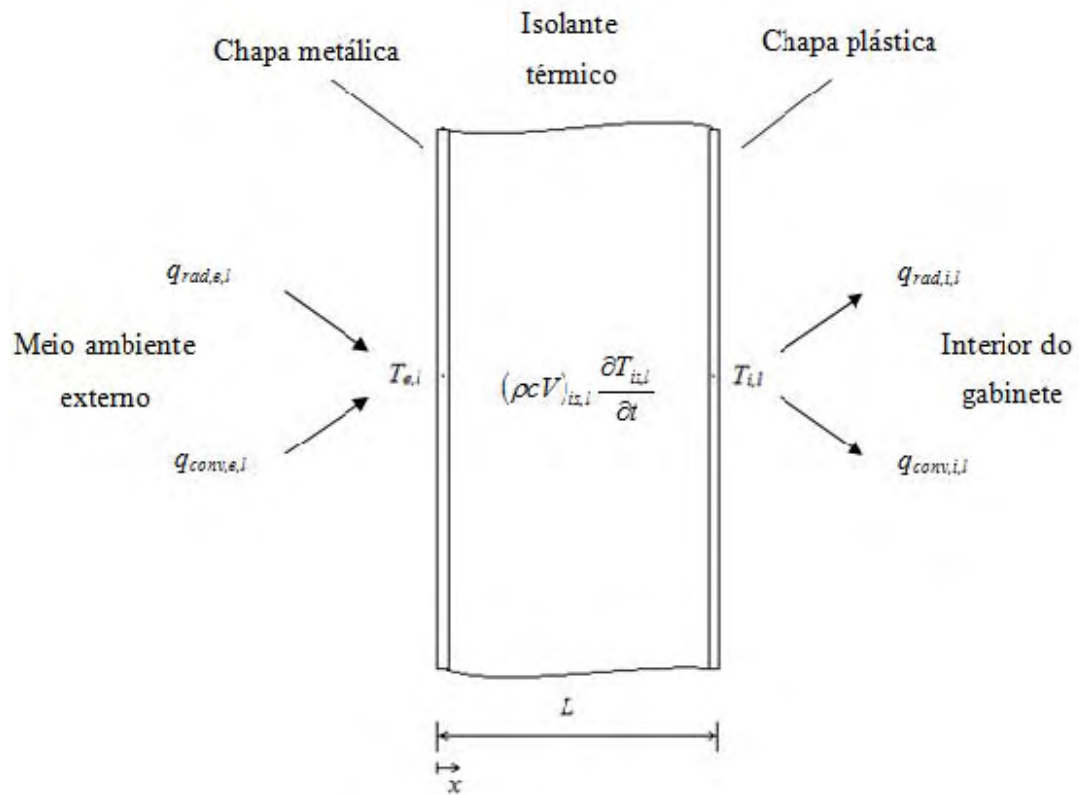
Fonte: (SILVA, 1998)

Para obtenção das equações governantes realizaram-se balanços de energia nos lados externos e internos de cada parede do gabinete e um balanço de energia para o ar no interior do gabinete.

2.3.1. Modelo de Transferência de Calor Através das Paredes

Um esquema dos processos de transferência de calor nos revestimentos externo e interno em uma das paredes do refrigerador é apresentado na Fig. 2.8, na qual se observa que as resistências condutivas nos revestimentos externo e interno são desprezadas em virtude de suas elevadas condutividades térmicas. O isolamento é analisado segundo um modelo diferencial.

Figura 2.8. Esquema dos processos de transferência de calor através de uma parede do gabinete.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

De acordo com a Fig. 2.8 os balanços de energia nas superfícies externas (e) e internas (i) são equacionados como seguem:

(a) Equação para o cálculo da temperatura externa de cada superfícies, $T_{e,l}$:

$$(\rho c V)_{e,l} \frac{dT_{e,l}}{dt} = [(hA)_{e,l} (T_{\infty} - T_{e,l}) + q_{rad,e,l}] - \left(\frac{k_{is} A_{is}}{\Delta x_{is,1}/2} \right) (T_{e,l} - T_{is,1,l}) \quad (2.17)$$

na qual,

$$q_{rad,e,l} = (h_{rad}A)_{e,l} (T_{\infty} - T_{e,l}) \quad (2.18)$$

$$h_{rad,e,l} = \sigma \epsilon (T_{\infty} + T_{e,l}) (T_{\infty}^2 - T_{e,l}^2) \quad (2.19)$$

sendo que o índice l representa cada uma das paredes do gabinete, de acordo com a notação da Fig. 2.7, V o volume do revestimento externo [m^3], $A_{e,l}$ é a área da superfície externa [m^2], $T_{e,l}$ é a temperatura do revestimento externo [K], $T_{is,1,l}$ é a temperatura do isolamento térmico no primeiro volume de controle [K], T_{∞} é a temperatura do ambiente [K], $A_{is,l} = (A_{e,l} + A_{i,l})/2$ é a área da superfície do isolante [m^2], $A_{i,l}$ é a área da superfície interna [m^2], $\Delta x_{is,1}$ é o comprimento do primeiro volume de controle do isolamento térmico [m], h_e e $h_{rad,e,l}$ são, respectivamente, os coeficientes de transferência de calor por convecção externa e radiação externa do gabinete [$J/m^2 K$], k_{is} é a condutividade térmica do isolante térmico [W/mK], $\sigma = 5,67 \times 10^{-8}$ [$W m^{-2} K^{-4}$] é a constante de Stefan-Boltzman e ϵ é a emissividade da superfície.

(b) Equação para o cálculo da temperatura interna de cada superfície, $T_{i,l}$:

$$(\rho c V)_{i,l} \frac{dT_{i,l}}{dt} = \left(\frac{k_{is} A_{is}}{\Delta x_{is,m} / 2} \right)_l (T_{m,l} - T_{i,l}) - [(hA)_{i,l} (T_{i,l} - T_{gab}) + q_{rad,i,l}] \quad (2.20)$$

na qual $T_{i,l}$ é a temperatura do revestimento interno [K], $T_{m,l}$ é a temperatura do último volume de controle do isolamento térmico [K], T_{gab} é a temperatura média do ar no interior do gabinete do refrigerador [K], $\Delta x_{is,m}$ é o comprimento do último volume de controle do isolamento [m], h_i é o coeficiente de transferência de calor por convecção interno [$W/m^2 K$], $q_{rad,i,l}$ é a taxa líquida de transferência de calor por radiação entre a superfície e as demais superfícies internas do gabinete com as quais l troca calor por radiação [W].

Uma vez que a transferência de calor por radiação entre as superfícies internas pode ter uma influência significativa na estimativa da carga de resfriamento (SILVA, 1998), considera-se o efeito direcional nas trocas radiativas entre as superfícies internas e entre estas e o evaporador por meio do uso de fatores de forma. Os efeitos de emissão e de reflexão de radiação nas superfícies foram incorporados ao modelo por meio do conceito de radiosidade. Assim, a taxa líquida de transferência de calor por radiação $q_{rad,i,l}$ é dada por,

$$q_{rad,i,l} = \frac{\sigma T_l^4 - J_l}{(1 - \varepsilon_l)} = \sum_{j=1}^{ns} \frac{J_l - J_j}{(A_l F_{lj})^{-1}} \quad (2.21)$$

$$A_l \varepsilon_l$$

na qual F_{lj} é o fator de forma entre as superfícies l e j , J é a radiosidade da superfície [W/m^2] e ns é o número de superfícies com as quais a superfície l troca calor por radiação. A radiosidade é a energia radiante total que deixa a superfície, ou seja, a fração refletida da irradiação mais a emissão da superfície, [W/m^2]. O fator de forma F_{lj} define a fração da radiação que deixa a superfície l e é interceptada pela superfície j . Tais fatores são calculados segundo as equações apresentadas por Howell (2001) (vide Apêndice II). Expandindo-se a igualdade entre o termo intermediário e o termo do lado direito da Eq. (2.21) para cada superfície do gabinete mostrada na Fig. 2.7, calcula-se a radiosidade de cada uma dessas superfícies e, em seguida, calcula-se a taxa $q_{rad,i,l}$ usando-se também a Eq. (2.21)

Assim, para a superfície 1 (face superior), tem-se que :

$$\frac{\sigma T_1^4 - J_1}{(1 - \varepsilon_1)} = \frac{J_1 - J_2}{(A_1 F_{12})^{-1}} + \frac{J_1 - J_3}{(A_1 F_{13})^{-1}} + \frac{J_1 - J_4}{(A_1 F_{14})^{-1}} + \frac{J_1 - J_5}{(A_1 F_{15})^{-1}} + \frac{J_1 - J_6}{(A_1 F_{16})^{-1}} + \frac{J_1 - J_7}{(A_1 F_{17})^{-1}} \quad (2.22)$$

$$A_1 \varepsilon_1$$

Para a superfície 2 (face inferior):

$$\frac{\sigma T_2^4 - J_2}{\frac{(1 - \varepsilon_2)}{A_2 \varepsilon_3}} = \frac{J_2 - J_1}{(A_2 F_{21})^{-1}} + \frac{J_2 - J_3}{(A_2 F_{23})^{-1}} + \frac{J_2 - J_4}{(A_2 F_{24})^{-1}} + \frac{J_2 - J_5}{(A_2 F_{25})^{-1}} + \frac{J_2 - J_6}{(A_2 F_{26})^{-1}} + \frac{J_2 - J_7}{(A_2 F_{27})^{-1}} \quad (2.23)$$

Para a superfície 3 (porta):

$$\frac{\sigma T_3^4 - J_3}{\frac{(1 - \varepsilon_3)}{A_3 \varepsilon_3}} = \frac{J_3 - J_1}{(A_3 F_{31})^{-1}} + \frac{J_3 - J_2}{(A_3 F_{32})^{-1}} + \frac{J_3 - J_4}{(A_3 F_{34})^{-1}} + \frac{J_3 - J_5}{(A_3 F_{35})^{-1}} + \frac{J_3 - J_6}{(A_3 F_{36})^{-1}} + \frac{J_3 - J_7}{(A_3 F_{37})^{-1}} \quad (2.24)$$

Para a superfície 4 (lateral direita):

$$\frac{\sigma T_4^4 - J_4}{\frac{(1 - \varepsilon_4)}{A_4 \varepsilon_4}} = \frac{J_4 - J_1}{(A_4 F_{41})^{-1}} + \frac{J_4 - J_2}{(A_4 F_{42})^{-1}} + \frac{J_4 - J_3}{(A_4 F_{43})^{-1}} + \frac{J_4 - J_5}{(A_4 F_{45})^{-1}} + \frac{J_4 - J_6}{(A_4 F_{46})^{-1}} + \frac{J_4 - J_7}{(A_4 F_{47})^{-1}} \quad (2.25)$$

Para a superfície 5 (face posterior):

$$\frac{\sigma T_5^4 - J_5}{\frac{(1 - \varepsilon_5)}{A_5 \varepsilon_5}} = \frac{J_5 - J_1}{(A_5 F_{51})^{-1}} + \frac{J_5 - J_2}{(A_5 F_{52})^{-1}} + \frac{J_5 - J_3}{(A_5 F_{53})^{-1}} + \frac{J_5 - J_4}{(A_5 F_{54})^{-1}} + \frac{J_5 - J_6}{(A_5 F_{56})^{-1}} + \frac{J_5 - J_7}{(A_5 F_{57})^{-1}} \quad (2.26)$$

Para a superfície 6 (lateral esquerda):

$$\frac{\sigma T_6^4 - J_6}{\frac{(1 - \varepsilon_6)}{A_6 \varepsilon_6}} = \frac{J_6 - J_1}{(A_6 F_{61})^{-1}} + \frac{J_6 - J_2}{(A_6 F_{62})^{-1}} + \frac{J_6 - J_3}{(A_6 F_{63})^{-1}} + \frac{J_6 - J_4}{(A_6 F_{64})^{-1}} + \frac{J_6 - J_5}{(A_6 F_{65})^{-1}} + \frac{J_6 - J_7}{(A_6 F_{67})^{-1}} \quad (2.27)$$

Para a superfície 7 (face posterior do refrigerador, atrás do evaporador):

$$\frac{\sigma T_7^4 - J_7}{\frac{(1 - \varepsilon_7)}{A_7 \varepsilon_7}} = \frac{J_7 - J_8}{(A_7 F_{78})^{-1}} \quad (2.28)$$

As faces frontal e posterior do evaporador também contribuem para o somatório do calor total de radiação no ambiente interno. Assim, para a superfície 9, face frontal do evaporador :

$$\frac{\sigma T_9^4 - J_9}{\frac{(1 - \varepsilon_9)}{A_9 \varepsilon_9}} = \frac{J_9 - J_1}{(A_9 F_{91})^{-1}} + \frac{J_9 - J_2}{(A_9 F_{92})^{-1}} + \frac{J_9 - J_3}{(A_9 F_{93})^{-1}} + \frac{J_9 - J_4}{(A_9 F_{94})^{-1}} + \frac{J_9 - J_6}{(A_9 F_{96})^{-1}} \quad (2.29)$$

e para a superfície 8, face posterior do evaporador:

$$\frac{\sigma T_8^4 - J_8}{\frac{(1 - \varepsilon_8)}{A_8 \varepsilon_8}} = \frac{J_8 - J_7}{(A_8 F_{87})^{-1}} \quad (2.30)$$

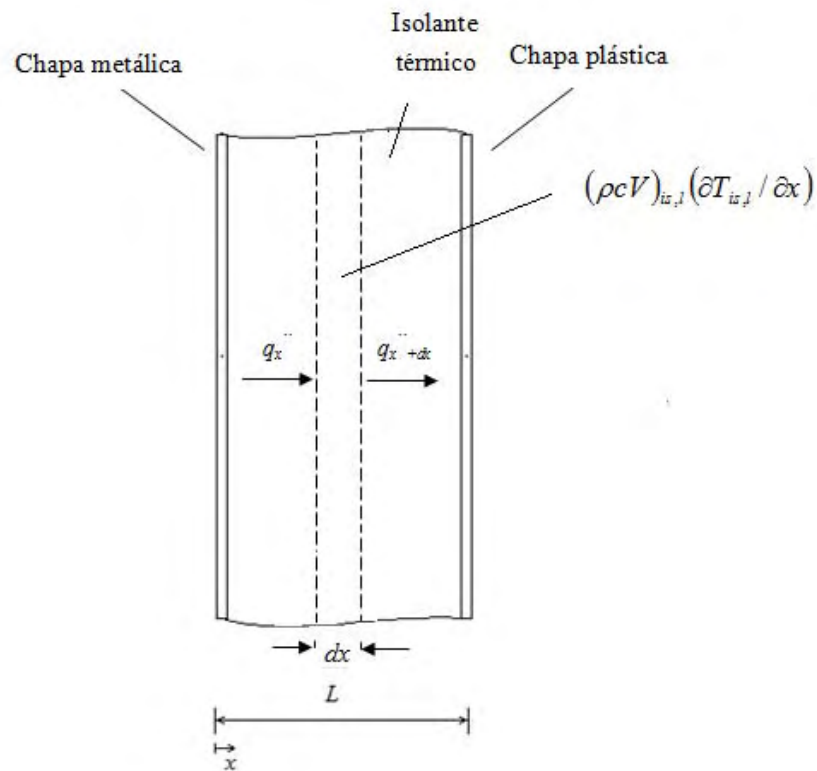
Desse modo, resolvendo as Eqs. (2.22) à (2.30) obtém-se as radiosidades de cada uma das nove superfícies. A taxa líquida da transferência de calor por radiação de cada superfície l é então calculada pela Eq. (2.21). A taxa total de transferência de calor por radiação entre o evaporador e as superfícies internas do gabinete é calculada por

$$q_{rad,pl} = q_{rad,i,8} + q_{rad,i,9} = \frac{\sigma T_8^4 - J_8}{\frac{(1 - \varepsilon_8)}{A_8 \varepsilon_8}} + \frac{\sigma T_9^4 - J_9}{\frac{(1 - \varepsilon_9)}{A_9 \varepsilon_9}} \quad (2.31)$$

(c) Equação da conservação da energia para o isolante térmico:

Realizando um balanço de energia no volume de controle elementar do isolamento térmico, mostrado na Fig. 2.9, em cada uma das paredes l , obtém-se

Figura 2.9 - Balanço de energia no volume de controle unidimensional do isolante térmico.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

$$\frac{\partial T_{is,l}}{\partial t} = a_{is,l} \frac{\partial^2 T_{is,l}}{\partial x^2} \quad (2.32)$$

na qual x é a coordenada ao longo do isolante térmico [m] e $a_{is,l} = (k / \rho c)_{is,l}$ é a difusividade térmica do isolante térmico [m²/s].

2.3.2. Modelo de Transferência de Calor no Interior do Gabinete

Realizando-se um balanço de energia para o ar no interior do gabinete, obtém-se a equação para o cálculo da temperatura interna do gabinete, dada por

$$(\rho c V)_{gab} \frac{dT_{gab}}{dt} = \sum_{l=1}^9 [(hA)_{i,l} (T_{i,l} - T_{gab})] + q_{gax} \quad (2.33)$$

na qual q_{gax} representa o calor transferido através da borracha de vedação da porta, também conhecida como gaxeta. Na Equação (2.33) observa-se que as taxas de transferência de calor por convecção entre o ar interno e as superfícies anterior e posterior do evaporador são, respectivamente, representadas pelos índices 8 e 9 .

2.3.3. Modelo de Transferência de Calor Através da Borracha de Vedação

Flynn, Rouch e Fine (1992) analisaram a transferência de calor na região da gaxeta e mostraram que 25 % da transferência total de calor para o gabinete do refrigerador ocorre nessa região, mostrando assim, sua importância na modelagem de transferência de calor para o gabinete.

Neste trabalho usa-se o modelo para determinar o calor transferido através da região da gaxeta desenvolvido por Klein (1998), dado por

$$q_{gax} = (KL)_{gax} (T_{\infty} - T_{gab}) \quad (2.34)$$

na qual L_{gax} é o comprimento linearizado da gaxeta [m] e $K_{gax} = 0,12$ W/mK uma constante empírica apresentada por Hermes, Melo e Negrão (2008). Observa-se que a transferência de

calor atribuída exclusivamente à gaxeta inclui efeitos de multidimensionalidade não incorporados ao modelo.

2.4. Resumo do Modelo Proposto

As equações governantes obtidas nos itens anteriores, tanto para o evaporador quanto para o gabinete, são novamente apresentadas neste item com o intuito de resumir o modelo proposto.

2.4.1. Equações do Modelo do Evaporador

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(Gu)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - F_z \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial \rho(i_o)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(Gi_o) = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{h_i P}{A}(T_{pl} - T_{ref}) \quad (2.8)$$

$$(\rho c)_{pl} \frac{\partial T_{pl}}{\partial t} = k_{pl} \left(\frac{\partial^2 T_{pl}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{pl}}{\partial y^2} \right) + \frac{2h_e(T_{gab} - T_{pl}) - 2h_i(T_{pl} - T_{ref})}{w} + \frac{q_{rad,pl}''}{w} = 0 \quad (2.12)$$

Dessa forma, a modelagem do escoamento e da transferência de calor ao longo do evaporador é obtida pela solução das Eqs. (2.1), (2.3), (2.8) e (2.12), usadas, respectivamente, para o cálculo das variáveis: u , p , i_o e T_{pl} . A massa específica é obtida por meio do par pressão/entalpia, $\rho = \rho(p, i)$, utilizando-se o módulo REFPROP 8.0 (LEMMON; MCLINDEN; HUBER, 2007). Na região bifásica, determina-se o título em função da entalpia do refrigerante e

a temperatura do refrigerante em função de sua pressão, também usando-se o módulo REFPROP 8.0 (LEMMON; MCLINDEN; HUBER, 2007).

Além dessas equações, são necessárias equações constitutivas para o cálculo dos parâmetros: F_z , h_i e h_e , que são apresentadas no Apêndice IV. Para determinar as propriedades termofísicas do ar e do fluido refrigerante utiliza-se o módulo REFPROP 8.0 (LEMMON; MCLINDEN; HUBER, 2007).

Para a solução da Eq. (2.12) nota-se a necessidade da temperatura do gabinete, T_{gab} , e do fluxo de calor por radiação absorvido pelo evaporador, que serão calculados no modelo do gabinete.

2.4.2. Equações do Gabinete

$$(\rho cV)_{e,l} \frac{dT_{e,l}}{dt} = [(hA)_{e,l}(T_{\infty} - T_{e,l}) + q_{rad,e,l}] - \left(\frac{k_{is} A_{is}}{\Delta x_{is,1}/2} \right)_l (T_{e,l} - T_{is,1,l}) \quad (2.17)$$

$$(\rho cV)_{i,l} \frac{dT_{i,l}}{dt} = \left(\frac{k_{is} A_{is}}{\Delta x_{is,m}/2} \right)_l (T_{m,l} - T_{i,l}) - [(hA)_{i,l}(T_{i,l} - T_{gab}) + q_{rad,i,l}] \quad (2.20)$$

$$q_{rad,i,l} = \frac{\sigma T_l^4 - J_l}{(1 - \varepsilon_l) A_l \varepsilon_l} = \sum_{j=1}^{ns} \frac{J_l - J_j}{(A_l F_{lj})^{-1}} \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial T_{is,l}}{\partial t} = a_{is,l} \frac{\partial^2 T_{is,l}}{\partial x^2} \quad (2.32)$$

$$(\rho cV)_{gab} \frac{dT_{gab}}{dt} = \sum_{l=1}^9 [(hA)_{i,l}(T_{i,l} - T_{gab})] + q_{gax} \quad (2.33)$$

A taxa líquida de transferência de calor por radiação de cada superfície é calculada pela Eq. (2.18). Em seguida calculam-se as temperaturas do revestimento externo, do isolante térmico e do revestimento interno, respectivamente, pelas Eqs. (2.17), (2.32) e (2.30). Em seguida a temperatura média do gabinete é calculada pela Eq. (2.33).

As Equações (2.17), (2.20) e (2.33) necessitam de correlações para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor externos e internos do gabinete.

Capítulo 3

Metodologia de Solução

Neste capítulo apresenta-se a metodologia usada na solução do sistema de equações governantes. Tais equações são discretizadas usando-se o método de Volumes Finitos e o sistema de equações algébricas resultante é solucionado iterativamente por substituições sucessivas.

3.1. Discretização das Equações Governantes - Evaporador

O sistema de equações governantes do escoamento ao longo do evaporador, Eqs. (2.1), (2.3) e (2.8), é resolvido numericamente usando-se o método de Volumes Finitos, na forma proposta por Escanes, Pérez-Segarra e Oliva (1995). Para isso, o domínio de solução é dividido em volumes de controle e as equações governantes são integradas no tempo e ao longo de cada um desses volumes, como mostrado na Fig. 3.1. As variáveis dependentes são armazenadas nas faces dos volumes de controle e as integrais no espaço dos termos fonte das equações governantes são aproximadas pela regra do trapézio, ou seja

$$\bar{S} = \frac{1}{\Delta z} \int_{z_{k-1}}^{z_k} S dz \cong \frac{S_k + S_{k-1}}{2} \quad (3.1)$$

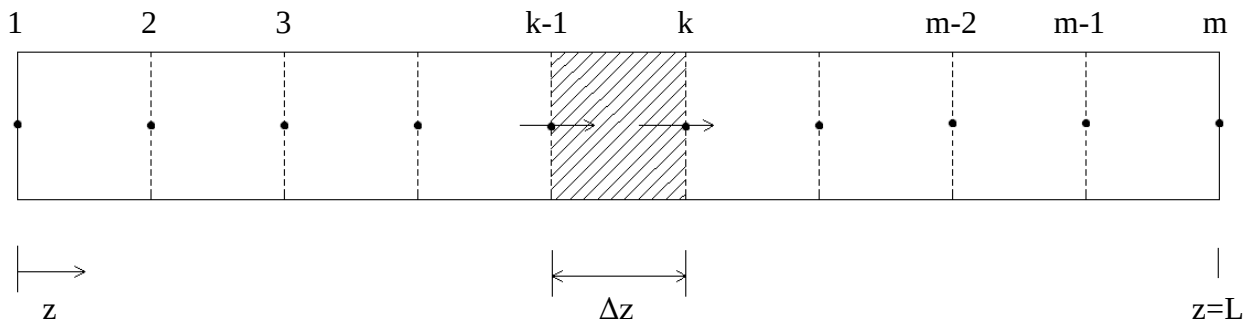
na qual S o termo fonte da equação governante e o símbolo superior ($\bar{}$) representa a média de S ao longo do volume de controle. Os termos transientes das equações governantes são aproximados pelo esquema de primeira ordem, aproximação de Euler, e a formulação totalmente implícita é usada. Dessa forma

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = \frac{(\bar{\phi} - \bar{\phi}^o)}{\Delta t} \quad (3.2)$$

na qual o símbolo (o) representa o instante de tempo imediatamente anterior.

A partir do procedimento anterior obtém-se um sistema de equações algébricas que é resolvido ponto-a-ponto ao longo do evaporador. A malha computacional ao longo do canal do evaporador usado neste trabalho é unidimensional, cartesiana e uniforme como mostrado na Fig. 3.1.

Figura 3.1 - Volumes de controle ao longo do domínio unidimensional discretizado.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

(a) Conservação da massa

Integrando-se a equação da conservação da massa, Eq. (2.1), no tempo e no espaço, ao longo do volume de controle mostrado na Fig. 3.1, obtém-se

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k \frac{\partial \rho}{\partial t} dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k \frac{\partial G}{\partial z} dz dt = 0 \quad (3.3)$$

resolvendo as integrais no tempo e no espaço, com as devidas aproximações mencionadas, e substituindo $G=\rho u$, obtém-se

$$(\rho_k - \rho_k^o) \frac{\Delta z}{\Delta t} + (\rho u)_k - (\rho u)_{k-1} = 0 \quad (3.4)$$

assim,

$$u_k = \frac{(\rho u)_{k-1} - (\rho_k - \rho_k^o) \frac{\Delta z}{\Delta t}}{\rho_k} \quad (3.5)$$

(b) Quantidade de movimento

Integrando-se a equação da quantidade de movimento Eq. (2.3), no tempo e no espaço, ao longo do volume de controle mostrado na Fig. 3.1, obtém-se

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k \frac{\partial(Gu)}{\partial z} dz dt = - \int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k \frac{\partial p}{\partial z} dz dt - \int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k F_z dz dt \quad (3.6)$$

Da mesma forma, usando-se as aproximações dadas pelas Eqs. (3.1) e (3.2), respectivamente, para o termo transiente e para o termo fonte, obtém-se

$$(\rho_k u_k - \rho_k^o u_k^o) \frac{\Delta z}{\Delta t} + (G_k u_k - G_{k-1} u_{k-1}) = -(p_k - p_{k-1}) - \left(\frac{F_{z,k} + F_{z,k-1}}{2} \right) \frac{P}{A} \Delta z \quad (3.7)$$

assim,

$$p_k = p_{k-1} - (\rho_k u_k - \rho_k^o u_k^o) \frac{\Delta z}{\Delta t} - (G_k u_k - G_{k-1} u_{k-1}) - \left(\frac{F_{z,k} + F_{z,k-1}}{2} \right) \frac{P}{A} \Delta z \quad (3.8)$$

(c) Conservação da energia do fluido refrigerante

Integrando-se a equação da conservação de energia do refrigerante Eq. (2.8), no tempo e no espaço ao longo do volume de controle mostrado na Fig. 3.1, obtém-se

$$\begin{aligned}
\int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k \frac{\partial(\rho i_o)}{\partial t} dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k \frac{\partial}{\partial z} (G i_o) dz dt = \\
= \int_{k-1}^k \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial p}{\partial t} dt dz + \int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k \frac{h_i P}{A} (T_{pl} - T_{ref}) dz dt \quad (3.9)
\end{aligned}$$

Usando as aproximações dadas pelas Eqs. (3.1) e (3.2), obtém-se

$$i_{o,k} = \frac{G_{k-1}}{\alpha_k} i_{o,k-1} + \frac{b_k}{a_k} \quad (3.10)$$

na qual os coeficientes a_k e b_k são, respectivamente, dados por

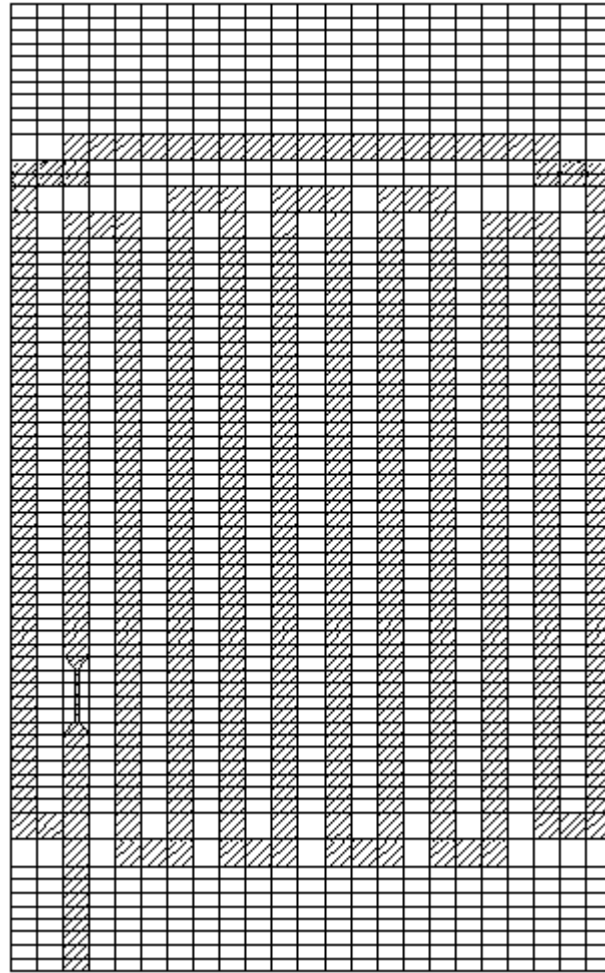
$$a_k = \rho_k \frac{\Delta z}{\Delta t} + G \quad (3.11)$$

$$\begin{aligned}
b_k = \left(\rho_{o,k}^o h_{o,k}^o + \frac{p_k + p_{k-1}}{2} - \frac{p_k^o + p_{k-1}^o}{2} \right) \frac{\Delta z}{\Delta t} + \\
+ \left[\frac{h_{ik} (T_{pl} - T_{ref})_k + h_{ik-1} (T_{pl} - T_{ref})_{k-1}}{2} \right] \frac{P}{A} \Delta z \quad (3.12)
\end{aligned}$$

(d) Conservação de energia na placa evaporadora

Para a placa evaporadora a equação da conservação de energia, Eq. (2.12) também é resolvida pelo método de Volumes Finitos (PATANKAR, 1980). Para isso gera-se uma malha bidimensional e cartesiana como mostrado na Fig. 3.2. Na Figura 3.3, observa que as faces dos volumes de controle são denotadas pelos índices minúsculos w , e , n e s os volumes por índices maiúsculos W , P , E , N e S de acordo com a notação tradicionalmente empregada.

Figura 3.2 - Malha computacional da placa evaporadora.



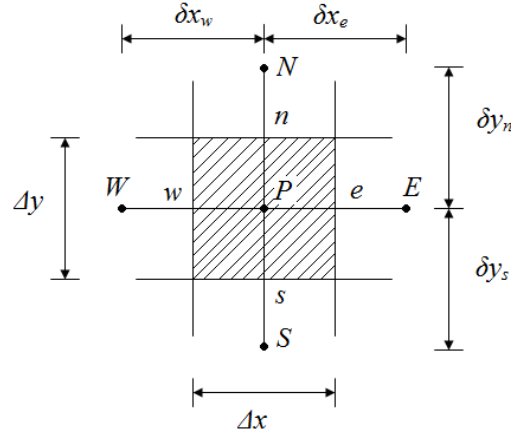
Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

A equação de conservação de energia da placa evaporadora é integrada no tempo e ao longo das direções x e y do volume de controle mostrado na Fig.3.3 obtendo-se

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_s^s \int_w^e (\rho c)_{pl} \frac{\partial T_{pl}}{\partial t} dx dy dt =$$

$$= \int_t^{t+\Delta t} \int_s^s \int_w^e k_{pl} \left(\frac{\partial^2 T_{pl}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{pl}}{\partial y^2} \right) dx dy dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_s^s \int_w^e \left[\frac{2h_e(T_{gab} - T_{pl}) - 2h_i(T_{pl} - T_{ref})}{w} + \frac{q_{rad}''}{w} \right] dx dy dt \quad (3.13)$$

Figura 3.3 - Volume de controle bidimensional para a placa evaporadora.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Realizando as integrais, obtém-se

$$\begin{aligned}
 (\rho c)_{pl} \left(T_{pl}|_P - T_{pl}^o|_P \right) w \Delta x \Delta y &= k_{pl} \left(\frac{\partial T_{pl}}{\partial x} \Big|_e - \frac{\partial T_{pl}}{\partial x} \Big|_w \right) w \Delta y \Delta t + k_{pl} \left(\frac{\partial T_{pl}}{\partial y} \Big|_n - \frac{\partial T_{pl}}{\partial y} \Big|_s \right) w \Delta x \Delta t + \\
 &+ \left[2h_e (T_{gab} - T_{pl}) - 2h_i (T_{pl} - T_{ref}) + q_{rad,P}'' \right] \Delta x \Delta y \Delta t \quad (3.14)
 \end{aligned}$$

Aproximando as derivadas nas faces n , s , e e w do volume de controle por diferenças centrais, obtém-se

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial T_{pl}}{\partial x} \Big|_e &= \frac{T_{pl,E} - T_{pl,P}}{(\partial x)_e}; & \frac{\partial T_{pl}}{\partial x} \Big|_w &= \frac{T_{pl,P} - T_{pl,W}}{(\partial x)_w} \\
 \frac{\partial T_{pl}}{\partial y} \Big|_n &= \frac{T_{pl,N} - T_{pl,P}}{(\partial y)_n}; & \frac{\partial T_{pl}}{\partial y} \Big|_s &= \frac{T_{pl,P} - T_{pl,S}}{(\partial y)_s}
 \end{aligned} \quad (3.15)$$

Substituindo-se as Eqs. (3.15) na Eq. (3.14), obtém-se a equação discretizada da conservação de energia para a placa evaporadora, dada por

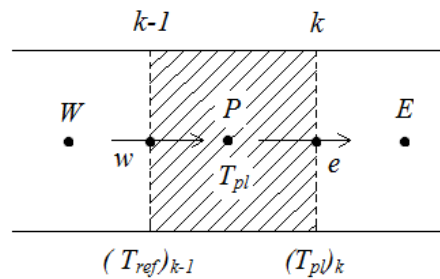
$$a_P T_{pl,P} = a_E T_{pl,E} + a_W T_{pl,W} + a_N T_{pl,N} + a_S T_{pl,S} + b \quad (3.16)$$

na qual os coeficientes a_E, a_W, a_N, a_S e a_P e o termo b , respectivamente, dados por

$$\begin{aligned} a_E &= \frac{k_{pl} w \Delta y}{(\partial x)_e} & a_W &= \frac{k_{pl} w \Delta y}{(\partial x)_w} & a_N &= \frac{k_{pl} w \Delta x}{(\partial y)_n} & a_S &= \frac{k_{pl} w \Delta x}{(\partial y)_s} \\ a_P &= a_E + a_W + a_N + a_S + (\rho c)_{pl} \frac{w \Delta x \Delta y}{\Delta t} + 2(h_{e,P} + h_{i,P}) \Delta x \Delta y \\ b &= (\rho c)_{pl} \frac{w \Delta x \Delta y}{\Delta t} T_{pl}|_P^o + (2h_{e,P} T_{gab}|_P + 2h_{i,P} T_{ref}|_P + q_{rad,P}'') \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (3.17)$$

As curvas foram tratadas de acordo com seu respectivo volume de controle predominante, obtendo uma malha apenas cartesiana, como mostra a Fig. 3.2. O problema de acoplamento entre as temperaturas do refrigerante, posicionadas nas faces do volume de controle, com as temperaturas da placa evaporadora, posicionadas nos centros dos volumes de controle, como mostrado na Fig. 3.4, é resolvido fazendo-se uma média das temperaturas adjacentes do refrigerante e armazenando-se no centro do volume de controle, quando se resolve a equação da placa evaporadora. Ao se resolver a equação do refrigerante faz-se uma média das temperaturas da placa as quais são armazenadas nas faces dos volumes de controle.

Figura 3.4 - Acoplamento das temperaturas da placa evaporadora com as temperaturas do fluido refrigerante.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

3.2. Discretização das Equações Governantes - Gabinete

O modelo matemático para o cálculo da temperatura média do gabinete, T_{gab} , constitui-se das Eqs.(2.17), (2.20), (2.21) e (2.33) além de um conjunto de equações constitutivas. Esse sistema de equações é resolvido iterativamente por substituições sucessivas. A solução numérica da equação de conservação de energia para os isolantes térmicos, Eq. (2.32), é obtida usando-se o método de Volumes Finitos. As variáveis a serem calculadas e suas respectivas equações discretizadas são:

(a) Temperatura externa de cada superfície do gabinete

Integrando-se no tempo a Eq. (2.17) para o cálculo da temperatura do revestimento externo das paredes do gabinete, obtém-se

$$\begin{aligned}
 (\rho c V)_{e,l} \int_t^{t+\Delta t} \frac{dT_{e,l}}{dt} dt = \\
 = \int_t^{t+\Delta t} [(hA)_{e,l} (T_\infty - T_{e,l}) + q_{rad,e,l}] dt - \int_t^{t+\Delta t} \left(\frac{k_{is} A_{is}}{\Delta x_{is,1} / 2} \right)_l (T_{e,l} - T_{is,1,l}) dt \quad (3.18)
 \end{aligned}$$

usando-se a aproximação dada pela Eq. (3.2), obtém-se

$$T_{e,l} = \frac{\frac{(\rho c V)_{e,l}}{\Delta t} T_{e,l}^o + (hA)_{e,l} T_\infty + \left(\frac{k_{is} A_{is}}{\Delta x_{is,1} / 2} \right)_l T_{is,1,l} + q_{rad,e,l}}{\frac{(\rho c V)_{e,l}}{\Delta t} + (hA)_{e,l} + \left(\frac{k_{is} A_{is}}{\Delta x_{is,1} / 2} \right)_l} \quad (3.19)$$

(b) Temperatura interna de cada superfície do gabinete

Da mesma forma, integrando-se no tempo a Eq. (2.20) para o cálculo da temperatura do

revestimento interno das paredes do gabinete, obtém-se

$$\begin{aligned}
 (\rho c V)_{i,l} \int_t^{t+\Delta t} \frac{dT_{i,l}}{dt} dt = \\
 = \int_t^{t+\Delta t} \left(\frac{k_{is} A_{is}}{\Delta x_{is,m} / 2} \right)_l (T_{m,l} - T_{i,l}) dt - \int_t^{t+\Delta t} [(hA)_{i,l} (T_{i,l} - T_{gab}) + q_{rad,i,l}] dt \quad (3.20)
 \end{aligned}$$

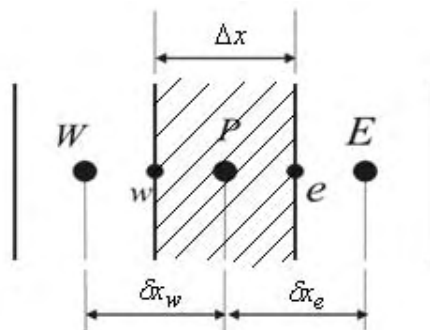
usando-se também a aproximação dada pela Eq. (3.2), obtém-se

$$T_{i,l} = \frac{\frac{(\rho c V)_{i,l}}{\Delta t} T_{i,l}^o + \left(\frac{k_{is} A_{is}}{\Delta x_{is,m} / 2} \right)_l (T_{m,l}) + (hA)_{i,l} T_{gab} - q_{rad,i,l}}{\frac{(\rho c V)_{i,l}}{\Delta t} + \left(\frac{k_{is} A_{is}}{\Delta x_{is,m} / 2} \right)_l + (hA)_{i,l}} \quad (3.21)$$

(c) Temperatura no isolamento térmico

Para obter a solução numérica da Eq. (2.32) segundo o método de Volumes Finitos o domínio é dividido em volumes de controle de comprimento Δx , conforme mostrado na Fig. 3.5.

Figura 3.5 - Domínio discretizado segundo o método de Volumes Finitos.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Integrando-se a Eq. (2.32) no tempo e no espaço ao longo do volume de controle P mostrado na Fig. 3.5, obtém-se

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_e^w \frac{\partial T_{is,l}}{\partial t} dx dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_e^w \alpha_{is,l} \frac{\partial^2 T_{is,l}}{\partial x^2} dx dt \quad (3.22)$$

Realizando as integrais e aproximando as derivadas nas faces do volume de controle, e e w , pelas equações de diferenças centrais, tem-se que

$$a_p T_{is,l,P} = a_e T_{is,l,E} + a_w T_{is,l,W} \quad (3.23)$$

na qual os coeficientes a_e , a_w e a_p e o termo b são, respectivamente, dados por,

$$\begin{aligned} a_e &= \frac{\alpha_{is,l}}{(\delta x)_e} & a_w &= \frac{\alpha_{is,l}}{(\delta x)_w} \\ a_p &= a_e + a_w + \frac{\Delta x}{\Delta t} \\ b &= \frac{\Delta x}{\Delta t} T_{is,l,P}^o \end{aligned} \quad (3.24)$$

A Equação (3.23) corresponde à forma padrão de se escrever a equação discretizada no método de Volumes Finitos, na qual a temperatura no ponto P , mostrado na Fig. 3.5, é escrita em função das temperaturas dos pontos nodais vizinhos. A Equação (3.23) é escrita para cada ponto ao longo da espessura do isolamento obtendo-se, dessa forma, um sistema de n equações e n incógnitas que, ao ser resolvido, fornece o campo de temperaturas através do isolamento térmico.

Em função da forma simplificada das equações algébricas nas quais cada ponto possui sua temperatura dependente apenas dos vizinhos da esquerda e da direita, o sistema de equações pode ser resolvido pelo algoritmo da matrix Tri-diagonal, o TDMA - *Tri-Diagonal Matrix*

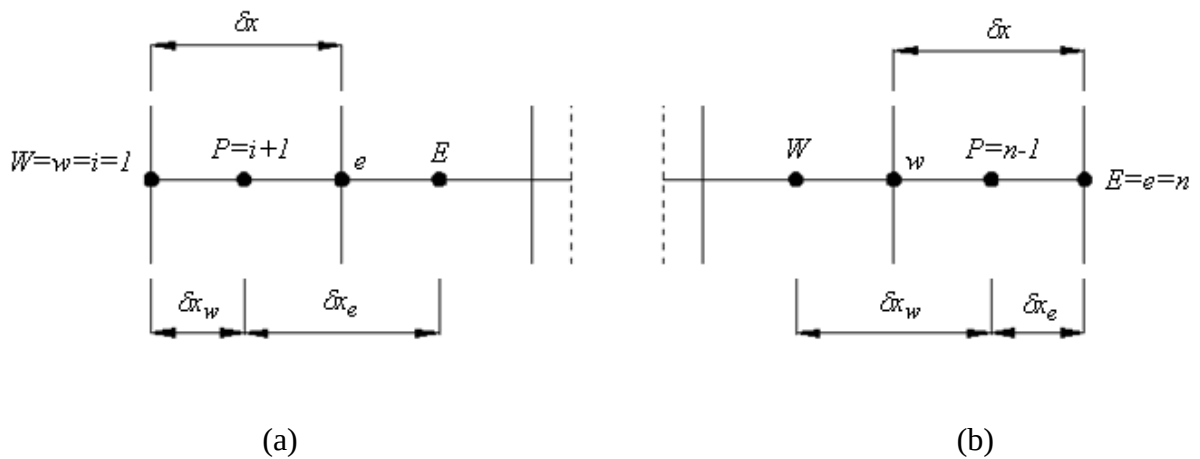
Algorithm. As condições de contorno consideradas são de temperaturas prescritas na entrada, superfície interna, e na saída, superfície externa, de cada uma das paredes do gabinete.

Nas superfícies interna e externa das paredes, o esquema de pontos nodais coincidentes com a fronteira foi adotado como mostrado na Fig. 3.6, de modo que não há necessidade de equações adicionais para a fronteira.

No método TDMA a Eq. (3.23) é escrita como,

$$T_{is,j} = A_j T_{is,j+1} + B_j \quad (3.25)$$

Figura 3.6 - Esquema da discretização nas fronteiras do isolante: (a) fronteira interna; (b) fronteira externa.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

na qual os coeficientes A_j e B_j são dados por

$$A_j = \frac{a_E}{a_p - a_w A_{j-1}} \quad B_j = \frac{a_w B_{j-1} + b}{a_p - a_w A_{j-1}} \quad j = 1, n \quad (3.26)$$

As relações de recorrência, Eqs. (3.26), fornecem A_j e B_j em função de A_{j-1} e B_{j-1} . Uma vez que a condição de contorno é prescrita em $j = 1$ e $j = n$, tem-se que

$$j = 1 \Rightarrow A_1 = 0 \quad B_1 = T_{i,1} \quad e \quad j = n \Rightarrow A_n = 0 \quad B_n = T_{e,n} \quad (3.27)$$

(d) Temperatura do gabinete

Integrando-se no tempo a Eq. (2.33) para o cálculo da temperatura do gabinete tem-se

$$(\rho c V)_{gab} \int_t^{t+\Delta t} \frac{dT_{gab}}{dt} dt = \int_t^{t+\Delta t} \sum_{l=1}^9 [(hA)_{i,l} (T_{i,l} - T_{gab})] dt + \int_t^{t+\Delta t} q_{gax} dt \quad (3.28)$$

realizando as integrais obtém-se

$$T_{gab} = \frac{\frac{(\rho c V)_{gab}}{\Delta t} T_{gab}^o + \sum_{l=1}^9 [(hA)_{i,l} T_{i,l}] + (KL)_{gax} T_{\infty}}{\frac{(\rho c V)_{gab}}{\Delta t} + \sum_{l=1}^9 (hA)_{i,l} + (KL)_{gax}} \quad (3.29)$$

(e) Modelo de radiação no interior do gabinete

Para determinar a taxa de transferência de calor por radiação no interior do gabinete, devem-se conhecer as radiosidades de cada uma das superfícies envolvidas (vide Fig. 2.7). Da Equação (2.21) obtém-se,

$$\left[\frac{A_l \varepsilon_l}{1 - \varepsilon_l} + \sum_{j=1}^{ns} F_{lj} A_l \right] J_l - \sum_{j=1}^{ns} F_{lj} A_l J_j = \frac{A_l \varepsilon_l}{1 - \varepsilon_l} \sigma T_{i,l}^4 \quad (3.30)$$

reescrevendo essa equação na forma de um sistema linear $n \times n$, obtém-se a representação:

$$[A][J] = [B] \quad (3.31)$$

na qual os termos da matriz [A] e do vetor coluna [B] são, respectivamente, dados por

$$a_{ll} = \frac{A_l \varepsilon_l}{1 - \varepsilon_l} + \sum_{j=1}^n F_{lj} A_j \quad a_{lj} = a_{jl} = -F_{lj} A_j \quad b_l = \frac{A_l \varepsilon_l}{1 - \varepsilon_l} \sigma T_{i,l}^4 \quad (3.32)$$

nas quais a_{ll} são os elementos da diagonal principal e a_{lj} os demais elementos da matriz [A], b_l são os elementos do vetor [B] e o vetor [J] é composto pelas radiosidades das superfícies, J_l .

O sistema linear dado pela Eq.(3.31) é resolvido pelo método de Gauss-Seidel, na qual as radiosidades em cada iteração são calculadas por:

$$J_l = \frac{1}{a_{ll}} \left[b_l - \sum_{j=1}^{l-1} a_{lj} J_j - \sum_{j=l+1}^n a_{lj} J_j^* \right] \quad (3.33)$$

na qual o primeiro somatório corresponde ao termo da iteração atual e o segundo somatório ao termo da iteração anterior. Para isso atribuem-se valores aproximados para todas as radiosidades em questão, denotados por J^* . É importante salientar que se $l = 1$, o primeiro somatório deve ser zero, e se $l = n$, é o segundo somatório que é zero. Assume-se que a convergência seja alcançada quando as diferenças relativas entre as radiosidades da iteração atual e da iteração anterior forem iguais ou menor do que 10^{-4} .

3.3.Procedimento de Solução

A partir do modelo apresentado pode-se calcular o campo de temperaturas da placa evaporadora e, conseqüentemente, sua capacidade de refrigeração em regime transiente. O algoritmo para a solução das equações governantes foi escrito em linguagem de programação FORTRAN e os resultados obtidos foram representados graficamente utilizando-se as ferramentas Origin e Tecplot. Para isso, os passos a serem seguidos são:

1. Fornecer os dados geométricos e características construtivas do refrigerador, as condições iniciais de todas as variáveis e a temperatura do ambiente externo;
2. Gerar a malha bidimensional na placa evaporadora e a malha unidimensional ao longo do canal do evaporador;
3. Calcular os fatores de forma das superfícies internas do gabinete;
4. Avançar para o instante de tempo $t+\Delta t$;

(a) Cálculo das variáveis do refrigerante: u , p e i_0 :

5. Calcular as propriedades do escoamento do refrigerante na entrada do evaporador a partir dos parâmetros conhecidos ($k=1$);
6. Incrementar $k=k+1$;
7. Calcular a velocidade média do escoamento, u , Eq. (3.5);
8. Calcular a pressão, p , Eq. (3.8);
9. Calcular a entalpia de estagnação, i_0 , Eq. (3.12);
10. Atualizar as propriedades termodinâmicas, termofísicas e os parâmetros empíricos do escoamento;
11. Retornar ao passo 7 até a convergência das variáveis;
12. Retornar ao passo 6 até o último volume de controle ao longo do canal do evaporador;

(b) Cálculo do campo de temperatura da placa evaporadora:

13. Calcular ponto a ponto o campo de temperatura da placa evaporadora pela Eq. (3.16) e calcular a temperatura média do evaporador;
14. Atualizar as propriedades termofísicas do ar e o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a placa evaporadora e o ar no interior do gabinete;

(c) Cálculo da temperatura média do Gabinete:

Segundo o modelo apresentado, para calcular a temperatura do ar no gabinete do

refrigerador, deve-se resolver as equações de conservação de energia para as paredes do refrigerador, Eqs. (3.19), (3.21) e (3.23), e a equação de conservação de energia para o ar no interior do gabinete, Eq. (3.29). Além disso, é necessário calcular os coeficientes de transferência de calor por convecção externos e internos, o coeficiente externo de transferência de calor por radiação, os fatores de forma e as radiosidades no interior do gabinete.

Tais equações são resolvidas iterativamente por substituições sucessivas uma vez que as propriedades termofísicas do ar tanto no interior do gabinete como no ambiente externo são avaliadas na temperatura de película, $T_f = (T_\infty - T)/2$. Além disso, os coeficientes de transferência de calor por radiação externa são linearizados e, portanto, dependentes das temperaturas das superfícies externas

Dessa forma, o algoritmo usado é:

15. Atualizar as propriedades termofísicas do ar e os coeficientes externos e internos de transferência de calor por convecção entre o gabinete e o ar no interior e exterior do gabinete;
16. Calcular as radiosidades pelo método iterativo de Gauss-Seidel e as taxas de transferência de calor por radiação entre as superfícies do gabinete e entre as superfícies externas e o ambiente;
17. Calcular as temperaturas das paredes do gabinete pelas Eqs. (3.19), (3.21) e (3.23);
18. Calcular a temperatura média do ar no interior do gabinete pela Eq. (3.29);
19. Voltar ao passo 5 até a convergência de todas as variáveis envolvidas;
20. Voltar ao passo 4 até o final da simulação do regime transiente.

Considerando que φ represente uma variável genérica do problema, a convergência do processo iterativo será alcançada quando a soma das diferenças relativas entre os valores da iteração atual, φ , e a iteração anterior, φ^* , forem menores ou iguais a 10^{-4} , ou seja,

$$E_\varphi = \sum_e \left| \frac{\varphi - \varphi^*}{\varphi} \right| \leq 10^{-4} \quad (3.34)$$

Capítulo 4

Resultados e Discussão

Neste capítulo, os resultados obtidos usando-se o modelo proposto são apresentados e discutidos. Inicialmente, vários testes são realizados com o objetivo de analisar a influência da malha computacional e das diferentes equações constitutivas usadas no modelo, apresentadas no Apêndice IV.

Os resultados obtidos são comparados com dados experimentais e computacionais da literatura, em termos da temperatura média do gabinete, temperatura média do evaporador e carga térmica do evaporador, para um refrigerador doméstico específico, do tipo estático, operando com fluido refrigerante HFC-134a ou R134a em diferentes condições de operação.

Realiza-se também uma análise da influência do fluxo de massa, da temperatura ambiente e do título no desempenho do evaporador, procurando-se destacar uma das potencialidades do modelo.

4.1.Introdução

O evaporador analisado é o mesmo empregado por Hermes (2000) e suas dimensões geométricas e as dimensões do gabinete são apresentadas na Tab. 4.1. O fluido refrigerante usado nos testes é o R-134a, cujas propriedades termofísicas são calculadas usando-se o módulo REFPROP 8.0 (LEMMON; MCLINDEN; HUBER, 2007). O material do evaporador é o alumínio, cujas propriedades termofísicas são apresentadas no Apêndice I.

As condições de operação usadas nos testes realizados são apresentadas na Tab. 4.2 e são as mesmas empregadas no trabalho experimental realizado por Melo, Silva e Silveira (1998), citado por Hermes (2000).

Salienta-se que, a modelagem do problema analisado neste trabalho foi a mesma empregada

por Hermes (2000), com algumas diferenças, tais como, as correlações utilizadas, a obtenção das propriedades do ar e do refrigerante, o refinamento da malha da placa evaporadora e a forma de cálculo dos fatores de forma.

Tabela 4.1 - Dados geométricos do evaporador e do gabinete analisados.

Dimensões do Evaporador		Dimensões do Gabinete		Externa	Interna
Altura [m]	0,48	Altura [m]		1,435	1,343
Largura [m]	0,3	Largura [m]		0,51	0,476
Espessura [10^{-3} m]	1,50	Profundidade [m]		0,473	0,4
Comprimento do canal [m]	4,568	Espessura do revestimento [10^{-4} m]		6,0	0,4
Volume interno [10^{-3} m]	1,40	Comprimento da gaxeta [m]			3,44

Fonte: (HERMES, 2000)

Tabela 4.2 - Condições testadas por (MELO; SILVA; SILVEIRA, 1998)

Condições de Teste	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Temperatura ambiente [°C]	21,8	17,9	19,9	19,2	16,1
Fluxo de massa [kg /h]	2,91	1,38	2,38	1,53	0,93
Pressão na entrada [bar]	1,21	1,23	1,24	1,22	1,2
Entalpia na entrada [kJ /kg]	88,6	88,6	88,6	88	88,4

Fonte: (MELO; SILVA; SILVEIRA, 1998)

4.2.Influência da Malha Computacional

Para analisar a influência da malha computacional usada na discretização do evaporador, foram realizados testes de refinamento usando-se malhas de 851, 1610, 3036 e 5842 volumes, nas condições de operação do Caso 1, Tab. 4.2.

A malha computacional foi refinada apenas no sentido vertical, pois o tamanho do volume de controle na direção horizontal é limitado pelo diâmetro do canal (vide Fig. 3.2). Os tempos computacionais para se obter a convergência com as malhas de 851, 1610, 3036 e 5842 volumes foram, respectivamente, de 6,2 s, 31,5 s, 122 s e 59 s. Na Tabela 4.3 observa-se que as temperaturas médias do gabinete e do evaporador ficaram bastante próximas dos valores experimentais, com diferenças absolutas menores do que 0,9 °C. Entretanto, as cargas térmicas calculadas apresentaram valores sistematicamente menores do que o valor experimental para o caso analisado. Nota-se que, para a malha de 5842, o tempo computacional diminuiu e as

diferenças absolutas aumentaram em relação à malha 3036, o que pode ter sido causado pela razão de aspecto da malha, pois como o refinamento ocorre apenas na direção vertical, os volumes se tornam muito achatados.

Apesar disso, nota-se que as temperaturas médias do gabinete e do evaporador e os valores de carga térmica apresentaram valores praticamente independentes para as diferentes malhas testadas. Dessa forma, a malha com 851 volumes será usada para a obtenção dos resultados neste trabalho, uma vez que apresenta um tempo de convergência menor.

Tabela 4.3 - Influência do refinamento de malha Caso 1 (MELO; SILVA; SILVEIRA, 1998)

Grandeza	Resultados	851	1610	3036	5842
Temperatura média do gabinete [°C]	Presente Modelo	-2,8	-2,8	-2,9	-2,8
	Melo <i>et al.</i> (1998)	-3,2	-3,2	-3,2	-3,2
	Diferença Absoluta	-0,4	-0,4	-0,3	-0,4
Temperatura média do evaporador [°C]	Presente Modelo	-21,3	-21,3	-21,3	-21,4
	Melo <i>et al.</i> (1998)	-20,5	-20,5	-20,5	-20,5
	Diferença Absoluta	0,8	0,8	0,8	0,9
Carga térmica [W]	Presente Modelo	40,4	40,5	40,5	40,4
	Melo <i>et al.</i> (1998)	43,7	43,7	43,7	43,7
	Diferença Absoluta	3,3	3,2	3,2	3,3
	Diferença Relativa (%)	7,5	7,3	7,3	7,5

Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

4.3. Influência das Equações Constitutivas

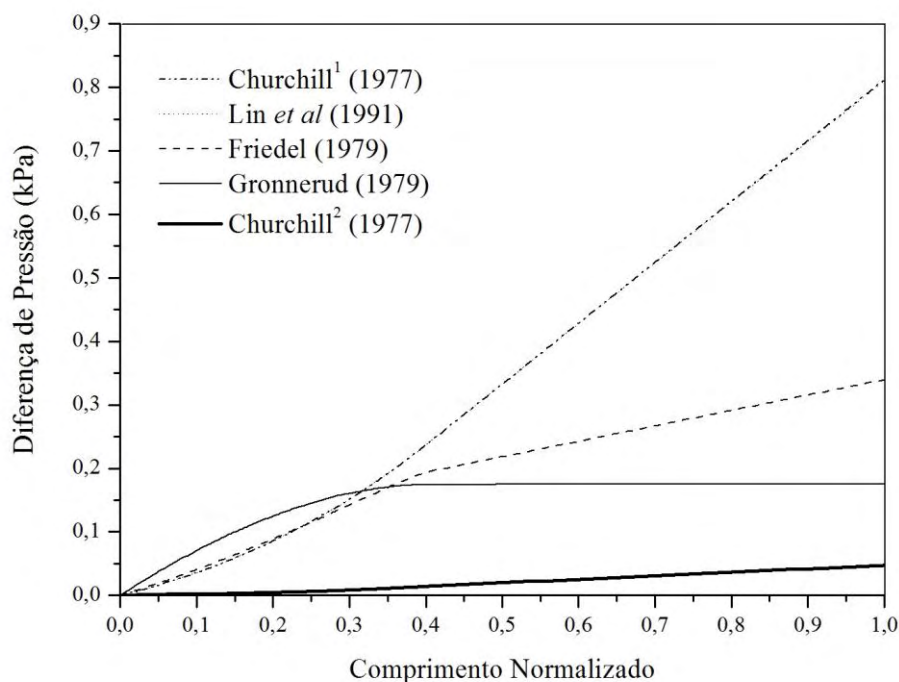
Como os resultados obtidos pelo modelo proposto são dependentes das equações constitutivas usadas no cálculo da queda de pressão devido ao atrito, dos coeficientes de transferência de calor ao longo do canal do evaporador e entre o evaporador e o gabinete, dentre outros parâmetros, uma análise de sensibilidade do modelo é feita inicialmente para verificar a influência dessas correlações sobre os resultados obtidos. Após a análise da influência dessas correlações, além da análise de refinamento de malha, o modelo proposto é, então, definido.

4.3.1. Influência do Modelo da Força de Atrito, F_z

Na região de escoamento de vapor superaquecido (região monofásica) a correlação de Churchill (1977) foi adotada no modelo para o cálculo do fator de atrito. Na região bifásica foram analisadas cinco correlações para o cálculo do termo de atrito: (CHURCHILL, 1977¹; CHURCHILL, 1977²; GRÖNNERUD, 1979; LIN et al., 1991; FRIEDEL, 1979). As correlações de Churchill (1977)¹ e Lin et al. (1991) foram utilizadas com o número de Reynolds calculado com base na viscosidade da fase líquida e a correlação de Churchill (1977)² foi calculada com base na viscosidade bifásica média utilizando-se o modelo de Beattie e Whalley (1981).

As Figuras 4.1 e 4.2 apresentam, respectivamente, a diferença de pressão e distribuição de temperatura do fluido refrigerante calculados pelas correlações analisadas, em função da distância normalizada ao longo do evaporador, z/L , razão entre a distância a partir de sua entrada e seu comprimento total.

Figura 4.1 - Influência do modelo de cálculo da queda de pressão na região bifásica sobre a diferença de pressão do refrigerante.

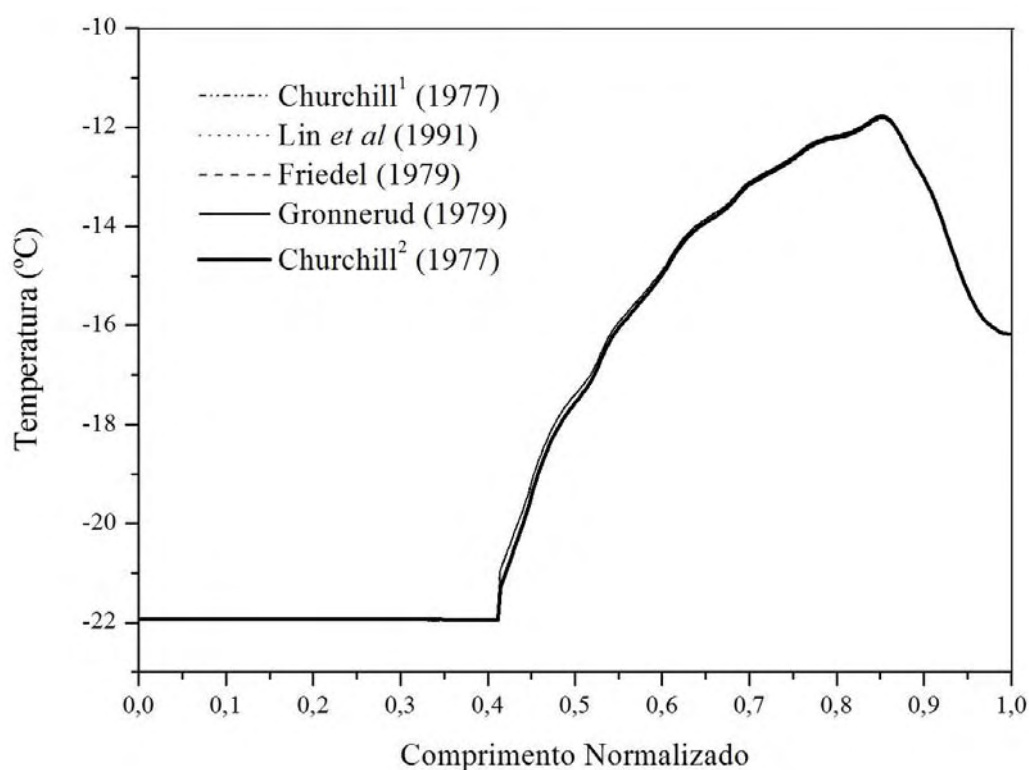


Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Nota-se na Fig. 4.1 que a diferença entre as quedas de pressão totais ao longo do evaporador obtidas pelas correlações analisadas é bastante reduzida encontrando-se na faixa entre 0,1 kPa a 0,8 kPa. Com isso, tal diferença não afetou a distribuição de temperatura no refrigerante ao longo do evaporador, como se observa na Fig. 4.2. Observa-se também que a temperatura se mantém praticamente constante na região bifásica e aumenta na região de superaquecimento. Nota-se uma queda de temperatura na saída do evaporador, que é causada pela transferência de calor por condução que ocorre com a região de entrada (vide Fig. 2.2)

Optou-se então pela correlação de Grönnerud (1979) uma vez que, segundo Greco e Vanolli (2006), tal correlação foi a que apresentou os menores desvios em relação aos dados experimentais.

Figura 4.2 - Influência do modelo de cálculo da queda de pressão na região bifásica sobre a distribuição de temperatura do refrigerante.



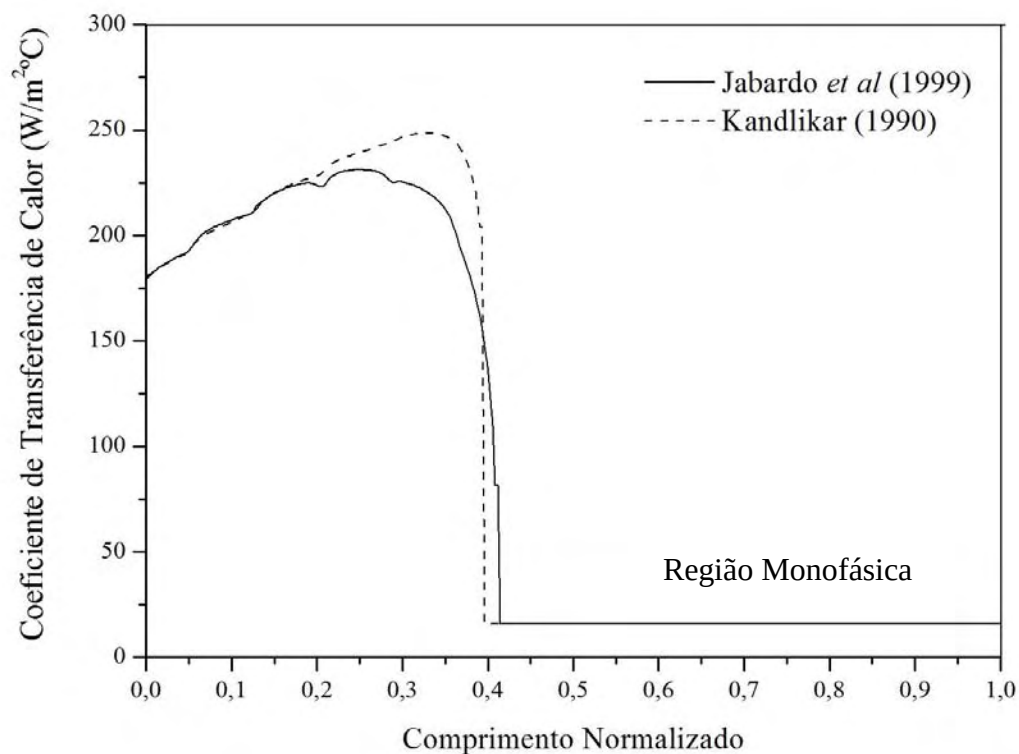
Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

4.3.2. Influência do Coeficiente Interno de Transferência de Calor por Convecção, h_i

Nas Figuras 4.3 e 4.4 são mostradas, respectivamente, as distribuições do coeficiente de transferência de calor por convecção h_i e de temperatura do refrigerante ao longo do canal do evaporador. O coeficiente h_i na região monofásica é calculado pela correlação de Gnielinski (1976) e na região bifásica, pelas correlações de Jabardo, Bandarra Filho e Lima (1999) e Kandlikar (1990). A descontinuidade observada nos perfis mostrados na Fig. 4.3 deve-se à transição do escoamento bifásico para o monofásico.

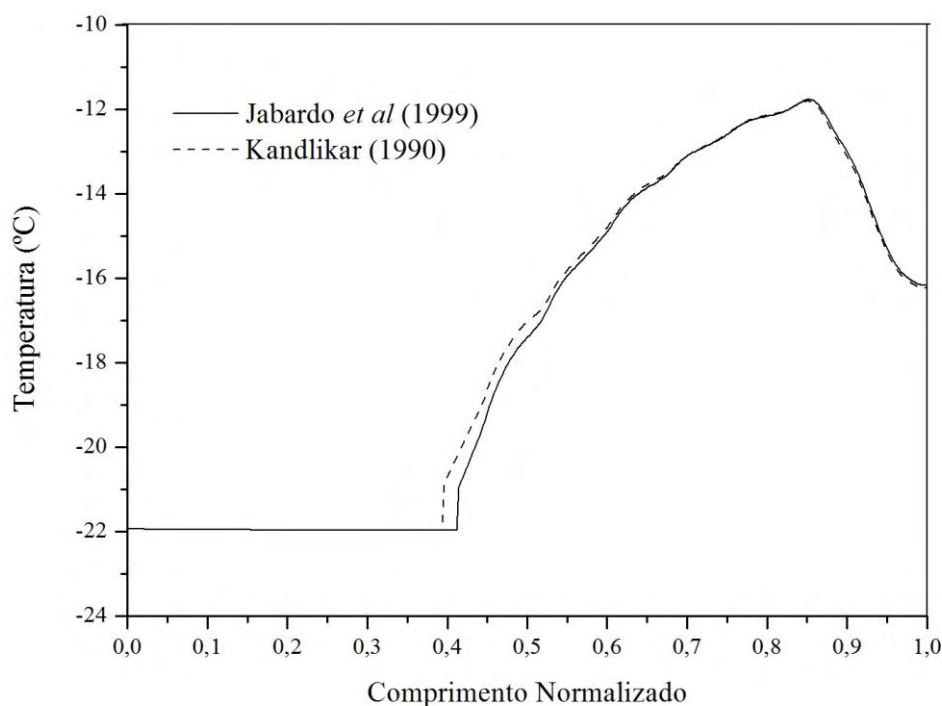
Observa-se na Fig. 4.3 que o comprimento da região de superaquecimento é maior quando a correlação de Kandlikar (1990) é usada em razão dos maiores valores de h_i obtidos. Entretanto, esse comportamento não afetou a distribuição de temperatura ao longo da região bifásica, como mostrado na Fig. 4.4.

Figura 4.3 - Coeficiente de transferência de calor ao longo do canal do evaporador.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura 4.4 - Influência do coeficiente de transferência de calor na distribuição de temperatura do refrigerante.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Na Tabela 4.4 os resultados calculados usando-se as correlações de Jabardo, Bandarra Filho e Lima (1999) e Kandlikar (1990), são comparados com dados experimentais de Melo, Silva e Silveira (1998). Na Tabela 4.5 mostram-se as diferenças absolutas para as 3 grandezas e a diferença relativa para a carga térmica mostrado entre parênteses, apresentadas entre os valores calculados e experimentais, da Tab. 4.4 para cada caso.

De uma maneira geral, os resultados obtidos com a correlação de Kandlikar (1990) aproximaram-se mais dos resultados experimentais de Melo, Silva e Silveira (1998), para as temperaturas do gabinete e carga térmica e se distanciaram mais dos valores da temperatura do evaporador. Dessa forma, adotou-se a correlação de Kandlikar (1990), considerando a melhor concordância entre os resultados calculados de carga térmica, com os dados experimentais (vide Tabela 4.5).

Observa-se que as vazões em massa testadas estão fora da faixa de aplicação das vazões estabelecidas pelas correlações analisadas para o cálculo de h_i . Mesmo assim tais correlações foram usadas, pois não foram encontradas correlações na literatura para vazões reduzidas como

aquelas que ocorrem no evaporador analisado.

Tabela 4.4 - Influência das correlações do coeficiente de transferência de calor interno.

Grandeza	Resultados	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Temp. média do gabinete [°C]	Jabardo <i>et al.</i> (1999)	-2,7	-3,7	-3,0	-3,3	-4,5
	Kandlikar (1990)	-2,8	-3,8	-3,1	-3,5	-4,8
	Melo <i>et al.</i> (1998)	-3,2	-4,7	-3,9	-4,0	-5,4
Temp. média do evaporador [°C]	Jabardo <i>et al.</i> (1999)	-21,2	-20,5	-20,5	-20,7	-20,8
	Kandlikar (1990)	-21,3	-20,6	-20,7	-20,8	-21,0
	Melo <i>et al.</i> (1998)	-19,5	-20,2	-19,9	-19,8	-20,3
Carga térmica [W]	Jabardo <i>et al.</i> (1999)	40,3	35,5	37,7	37,0	33,7
	Kandlikar (1990)	40,4	35,7	37,8	37,3	34,2
	Melo <i>et al.</i> (1998)	43,7	37,6	39,8	39,9	37,0

Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Tabela 4.5 - Diferença absoluta entre os valores calculados mostrados na Tab 4.4 e os resultados experimentais de (MELO; SILVA; SILVEIRA, 1998)

Grandeza	Resultados	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Temp. média do gabinete [°C]	Jabardo <i>et al.</i> (1999)	-0,5	-1,0	-0,9	-0,7	-0,9
	Kandlikar (1990)	-0,4	-0,9	-0,8	-0,5	-0,6
Temp. média do evaporador [°C]	Jabardo <i>et al.</i> (1999)	1,7	0,3	0,6	0,9	0,5
	Kandlikar (1990)	1,8	0,4	0,8	1,0	0,7
Carga térmica [W]	Jabardo <i>et al.</i> (1999)	3,4 (7,8)	2,1 (5,6)	2,1 (5,2)	2,9 (7,3)	3,3 (8,9)
	Kandlikar (1990)	3,3 (7,5)	1,9 (5,0)	2,0 (5,0)	2,6 (6,5)	2,8 (7,6)

Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

4.3.3. Influência do Coeficiente de Transferência de Calor

Evaporador/Gabinete

As trocas de calor entre o evaporador e o ar no interior do gabinete são modeladas segundo as correlações de Churchill e Chu (1975) e Alamdari e Hammond (1983) para cálculo do coeficiente de transferência de calor. A Tabela 4.6 mostra os resultados obtidos para o Caso 1 mostrado na Tab. 4.2.

Tabela 4.6 - Influência das correlações do coeficiente de transferência de calor evaporador/gabinete.

Grandeza	Churchill e Chu (1975)	Alamdari e Hammond (1983)
Coef. de trans. de calor [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$]	4,4	4,3
Temp. média do gabinete [$^\circ\text{C}$]	-2,8	-2,8
Temp. média do evaporador [$^\circ\text{C}$]	-21,4	-21,4
Carga térmica [W]	40,4	40,4

Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Nota-se na Tab. 4.6 que os coeficientes de transferência de calor calculados são muito próximos e os resultados para as temperaturas médias do gabinete, da placa do evaporador e para a carga térmica também são muito próximos. Optou-se, então, pela correlação de Churchill e Chu (1975) por ser a mais usual na literatura.

4.4. Definição do Modelo

Concluída a etapa de análise de sensibilidade do modelo, as equações constitutivas adotadas são:

- (a) Fator de atrito na região monofásica: correlação de Churchill (1977), Eq. (IV.2);
- (b) Queda de pressão devido ao atrito na região bifásica: correlação de Gronnerud (1979), Eq. (IV.23);
- (c) Coeficiente de transferência de calor no interior do canal do evaporador, região monofásica: correlação de Gnielinski (1976), Eq. (IV.28) e região bifásica: correlação de Kandlikar (1991), Eqs. (IV.36);
- (d) Coeficiente de transferência de calor entre o evaporador e o gabinete: correlação de Churchill e Chu (1975), Eq. (IV.38);
- (e) Coeficiente de transferência de calor entre o gabinete e o ambiente externo: correlação de Churchill e Chu (1975) para as paredes verticais do gabinete Eq. (IV.38) e McAdams (1954) para as paredes horizontais, Eqs (IV.41), (IV.42) e (IV.43);

4.5.Comparação com Dados Experimentais – Regime Permanente

Concluída a etapa de análise de sensibilidade do modelo e definidas as correlações a serem adotadas os resultados calculados foram comparados com os dados experimentais obtidos Melo, Silva e Silveira (1998) citado por Hermes (2000). Tais comparações são apresentadas na Tab. 4.7 em termos da temperatura média do gabinete, temperatura média do evaporador e carga térmica.

Nota-se que as temperaturas médias calculadas, do gabinete e do evaporador, estão muito próximas dos valores experimentais, com uma diferença absoluta máxima de 1,8 °C para o Caso 1. Entretanto, para a carga térmica há uma maior diferença, chegando a valores de diferença relativa de 7,6 % para o Caso 4.

Tabela 4.7 - Comparação com os resultados experimentais de (MELO; SILVA; SILVEIRA, 1998)

Grandeza	Resultados	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Temp. média do gabinete [°C]	Presente Modelo	-2,8	-3,8	-3,1	-3,5	-4,8
	Melo <i>et al.</i> (1998)	-3,2	-4,7	-3,9	-4,0	-5,4
	Diferença Absoluta	-0,4	-0,9	-0,8	-0,5	-0,6
Temp. média do evaporador [°C]	Presente Modelo	-21,3	-20,6	-20,7	-20,8	-21,0
	Melo <i>et al.</i> (1998)	-20,5	-20,2	-19,9	-19,8	-20,3
	Diferença Absoluta	1,8	0,4	0,8	1,0	0,7
Carga térmica [W]	Presente Modelo	40,4	35,7	37,8	37,3	34,2
	Melo <i>et al.</i> (1998)	43,7	37,6	39,8	39,9	37,0
	Diferença Absoluta	3,3	1,9	2,0	2,6	2,8
	Diferença Relativa (%)	7,5	5,0	5,0	6,5	7,6

Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Os resultados do presente modelo são comparados também com os resultados obtidos pelo modelo numérico de Hermes (2000), como mostrado na Tab. 4.8. Observa-se uma boa concordância entre esses resultados para as temperaturas média do evaporador e do gabinete, obtendo-se a uma diferença absoluta máxima de 2,0 °C. Para a carga térmica, a diferença relativa chega a valores de 4,3 %. Comparando-se os resultados, nota-se, de modo geral, que para as temperaturas média do evaporador, gabinete e carga térmica, houve uma maior proximidade do

modelo proposto pelo presente trabalho com o trabalho experimental de Melo, Silva e Silveira (1998) do que os apresentados por Hermes (2000).

Tabela 4.8 - Comparação com os resultados numéricos de (HERMES, 2000)

Grandeza	Resultados	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Temp. média do gabinete [°C]	Presente Modelo	-2,8	-3,8	-3,1	-3,5	-4,8
	Hermes (2000)	-4,3	-5,9	-4,9	-5,1	-6,8
	Diferença Absoluta	-1,5	-2,1	-1,8	-1,6	-2,0
Temp. média do evaporador [°C]	Presente Modelo	-21,3	-20,6	-20,7	-20,8	-21,0
	Hermes (2000)	-21,4	-20,8	-20,7	-20,8	-20,9
	Diferença Absoluta	0,1	0,2	0	0	0,1
Carga térmica [W]	Presente Modelo	40,4	35,7	37,8	37,3	34,2
	Hermes (2000)	40,9	35,1	37,5	37,6	32,8
	Diferença Absoluta	0,5	-0,6	-0,3	0,3	-1,4
	Diferença Relativa (%)	1,2	1,7	0,8	0,8	4,3

Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

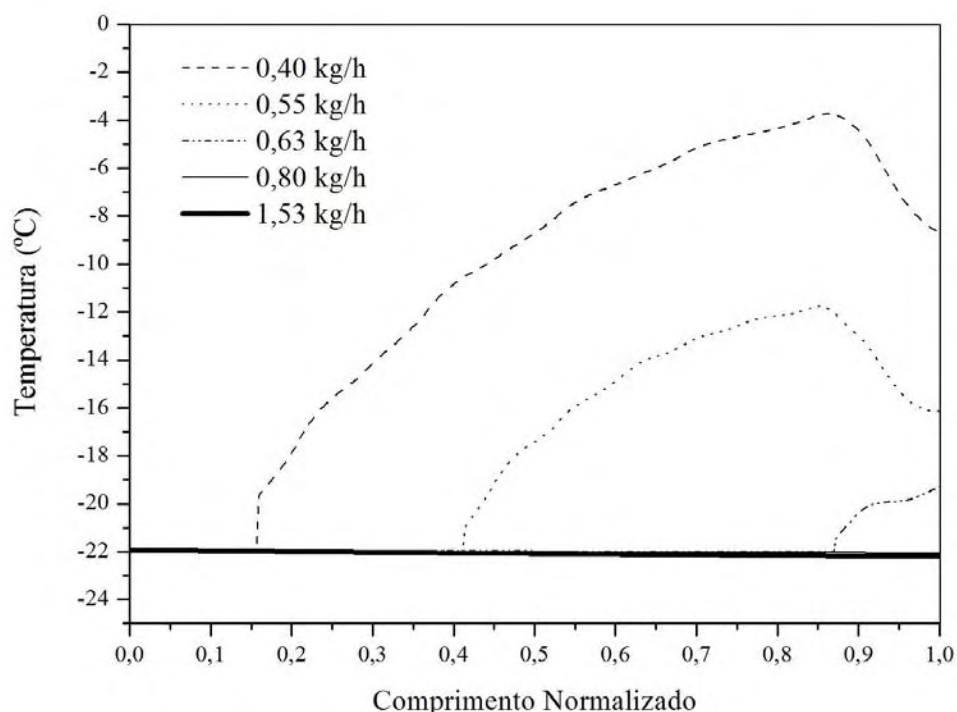
Poucos são os trabalhos encontrados na literatura sobre evaporadores *roll-bond*. Além disso, a falta de informações completas sobre a geometria do evaporador analisado e/ou sobre as condições de operação dificultaram a validação do presente modelo.

4.6. Análise da Influência da Vazão em Massa do Refrigerante

Para analisar o comportamento do evaporador em relação ao fluxo de massa de refrigerante, as condições de operação do Caso 4 da Tab. 4.2 foram usadas, alterando-se os valores do fluxo de massa na entrada para: 0,40; 0,55; 0,63; 0,80 e 1,53 kg/h, com as demais variáveis na entrada do evaporador mantidas constantes.

A Figura 4.5 mostra as distribuições de temperatura do fluido refrigerante ao longo do canal do evaporador, para os diferentes valores de fluxo de massa em função do comprimento normalizado: z/L . Nota-se que para os valores de fluxo de massa de 0,40, 0,55 e 0,63 kg/h o escoamento torna-se superaquecido e para os valores de 0,80 e 1,53 kg/h o escoamento permanece na região bifásica até a saída do evaporador.

Figura 4.5 - Distribuição de temperatura ao longo do canal do evaporador para diferentes fluxos de massa.

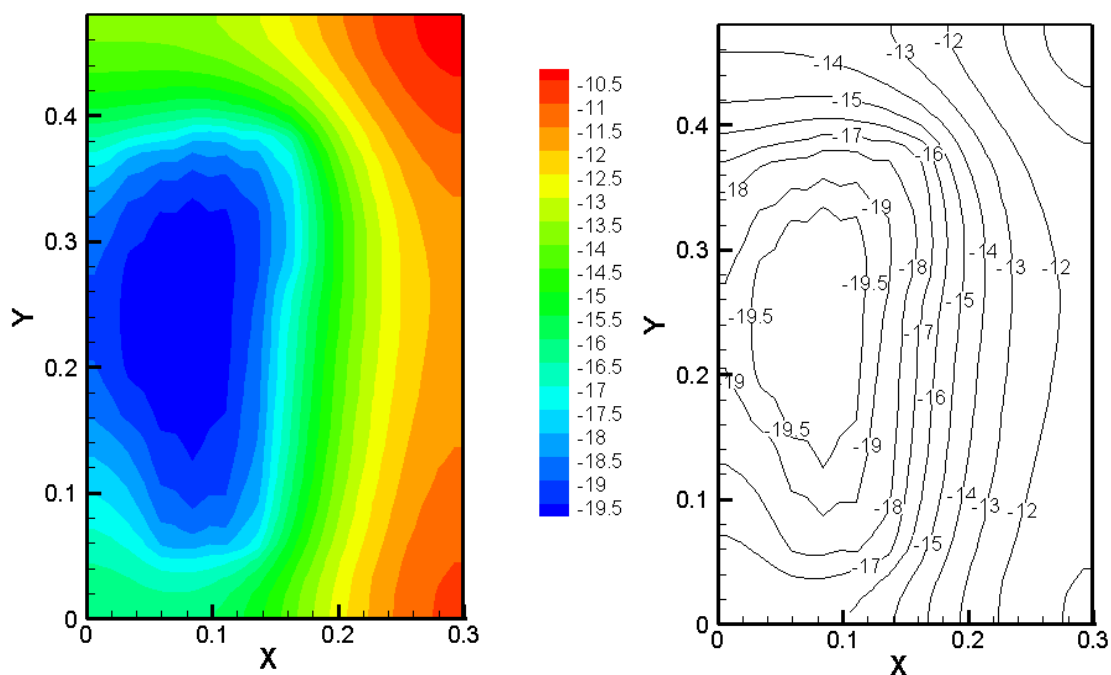


Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

As oscilações nas curvas de temperatura devem-se provavelmente à influência da posição das curvas do canal do evaporador nas regiões superiores e inferiores da placa (vide Fig. 4.6 e 4.7). Observa-se também uma queda de temperatura na saída do evaporador que é causada pela transferência de calor por condução que ocorre com a região de entrada (vide Fig. 2.2). A pequena redução de temperatura para os fluxos de massa de 0,80 e 1,53 kg/h ocorre em razão da queda de pressão ao longo do canal como mostra a Fig. 4.9.

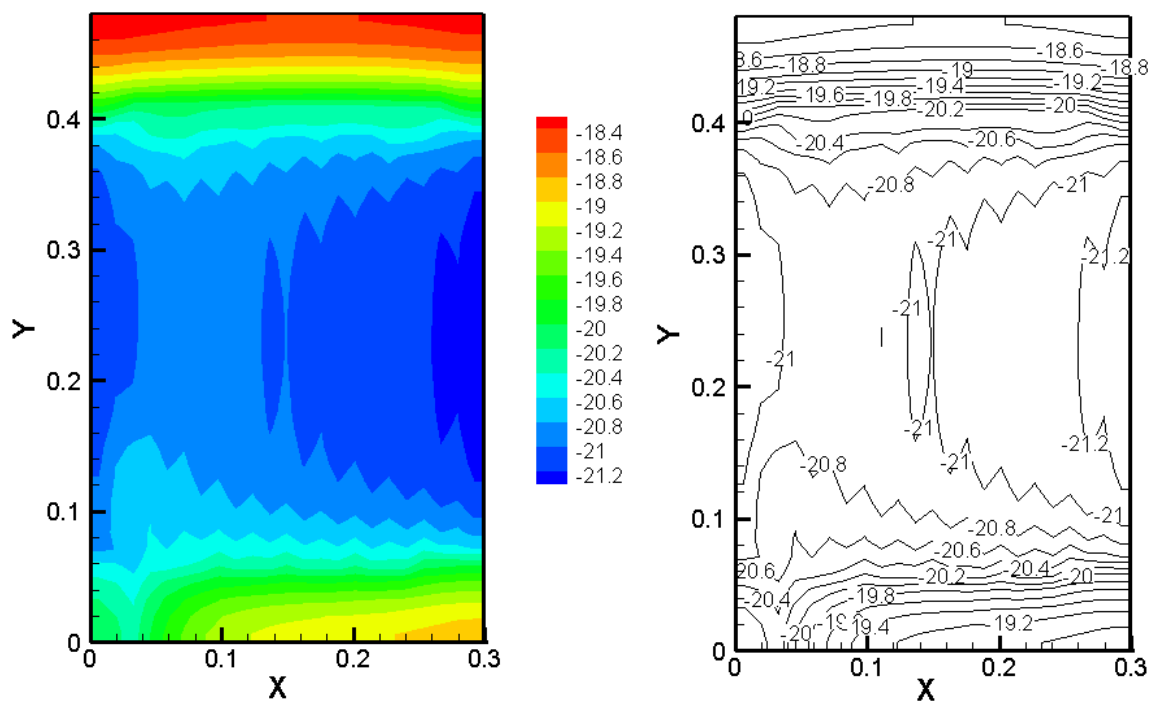
As Figuras 4.6 e 4.7 mostram o campo de temperatura na placa evaporadora, a esquerda, e as linhas isotérmicas, a direita, para os fluxos de massa, respectivamente, de 0,55 e 0,8 kg/h. Na Figura 4.6 nota-se uma grande variação de temperatura na placa evaporadora, que chega próximo dos 9 °C. Isso acontece em razão da mudança do escoamento bifásico para o monofásico ocorrer na primeira metade do canal do evaporador, como se observa na Fig. 4.5. Na saída da placa evaporadora, nota-se o resfriamento que ocorre devido à transferência de calor por condução causada pela região de entrada do evaporador (vide Fig. 2.2). Analisando-se o campo de temperaturas para a vazão de 0,80 kg/s mostrado na Fig. 4.6, nota-se o aumento da região de menor temperatura ao longo da placa evaporadora.

Figura 4.6 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora ($\dot{m} = 0,55 \text{ kg/h}$).



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

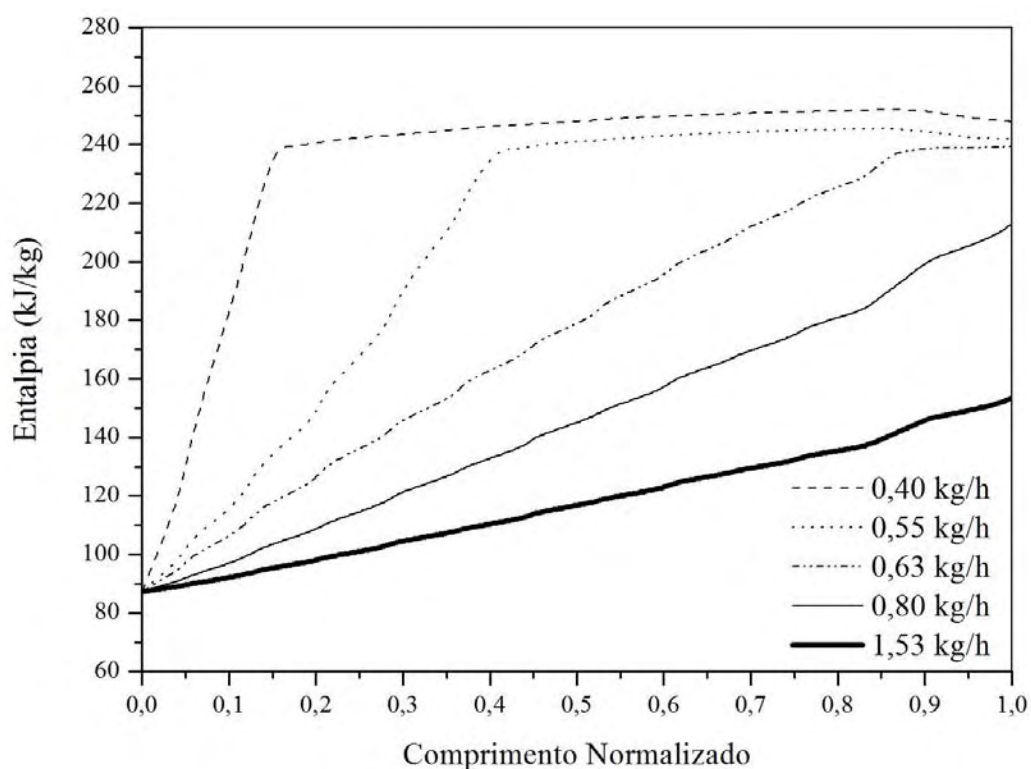
Figura 4.7 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora ($\dot{m} = 0,80 \text{ kg/h}$).



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

A Figura 4.8 apresenta a variação de entalpia do refrigerante ao longo do canal do evaporador, para os fluxos de massa considerados. Para os fluxos de massa 0,40; 0,55 e 0,63 kg/h nota-se um grande aumento da entalpia, em razão da evaporação do refrigerante, até o início da região monofásica, e a partir daí, um aumento bem menor em razão do superaquecimento do refrigerante. Na saída do canal do evaporador, observa-se uma pequena queda na entalpia, causada pela condução de calor para a região de entrada do evaporador. Para os fluxos de massa de 0,80 e 1,53 kg/h a entalpia aumenta continuamente até a saída do canal. As oscilações observadas nas curvas ocorrem em razão da grande variação de temperatura nas extremidades superior e inferior da placa evaporadora.

Figura 4.8 - Distribuições de entalpia do refrigerante ao longo do canal do evaporador para diferentes fluxos de massa.

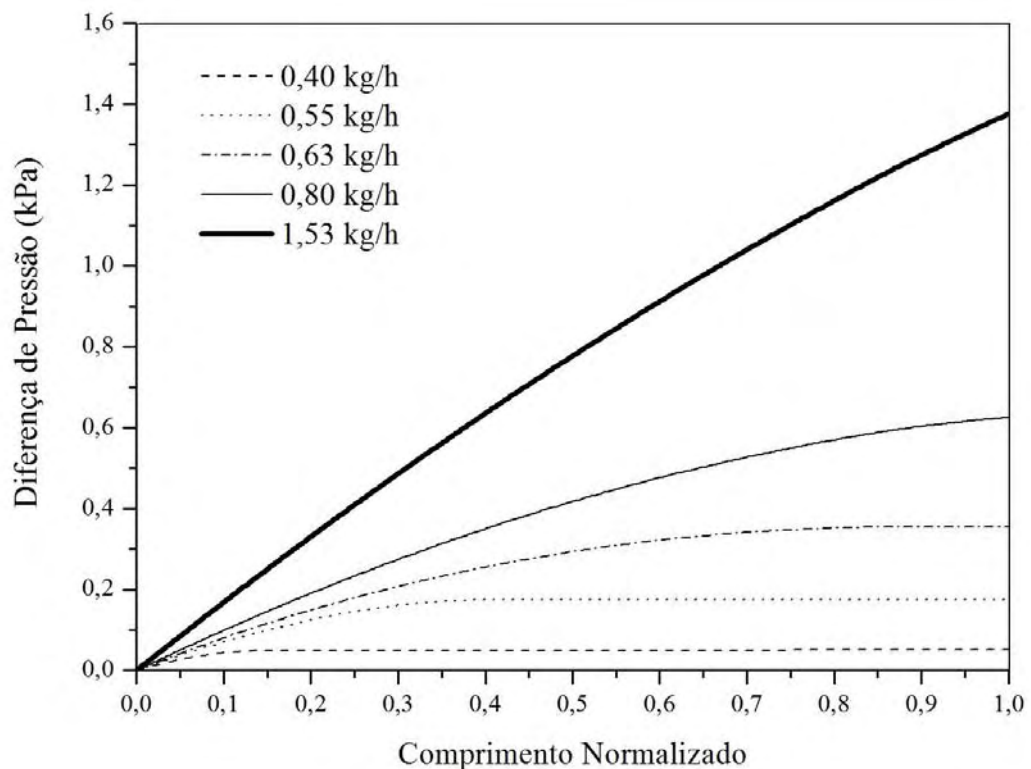


Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

A Figura 4.9 apresenta a distribuição de pressão ao longo do canal do evaporador para os fluxos de massa considerados. Observa-se que o gradiente de pressão é maior na região bifásica e aproximadamente constante na região monofásica. Uma vez que a queda de pressão ocorre em razão da influência dos efeitos viscosos e de aceleração do fluido, o aumento de velocidade do

escoamento na região superaquecida é menor do que na região bifásica, o que faz com que a pressão acompanhe esse comportamento. Para os fluxos de massa nos quais não se alcança à região monofásica, a queda de pressão é praticamente constante. Nota-se que essa queda é muito pequena, a maior delas para o fluxo de massa de 1,53 kg/h é de aproximadamente 1,4 kPa, sendo causada principalmente pelos efeitos viscosos do escoamento ao longo do canal.

Figura 4.9 - Distribuições de pressão ao longo do canal do evaporador para diferentes fluxos de massa.

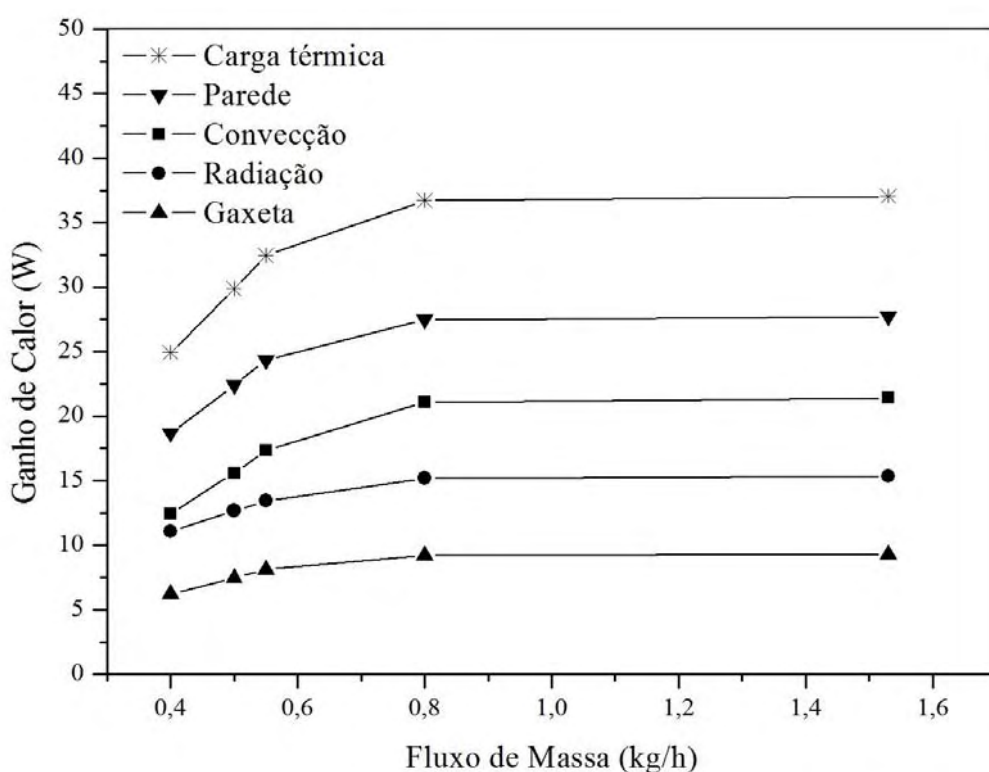


Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

A Figura 4.10 apresenta as distribuições de carga térmica, taxas de transferência de calor por convecção e por radiação da placa evaporadora, ganho de calor pela região da gaxeta e através das paredes do gabinete em função do fluxo de massa de refrigerante. Nota-se que as taxas de transferência de calor aumentam com o aumento do fluxo de massa, nos casos de 0,40; 0,55 e 0,63 kg/h, em que ocorre o superaquecimento do refrigerante. Nos casos em que isso não ocorrem, 0,80 e 1,53 kg/h, a maior quantidade de líquido no evaporador resulta em taxas de transferência de calor maiores embora aproximadamente independentes do aumento do fluxo de massa.

Observa-se também na Fig. 4.10 que a magnitude da taxa de transferência de calor por radiação é a mesma da taxa de transferência de calor por convecção para o fluxo de massa de 0,40 kg/h, influenciando igualmente, portanto, na carga térmica. Com o aumento do fluxo de massa percebe-se que a taxa de transferência de calor por convecção tem um aumento mais significativo do que a taxa de transferência de calor por radiação.

Figura 4.10 - Variação das taxas de transferência de calor no evaporador e no gabinete para diferentes fluxos de massa.

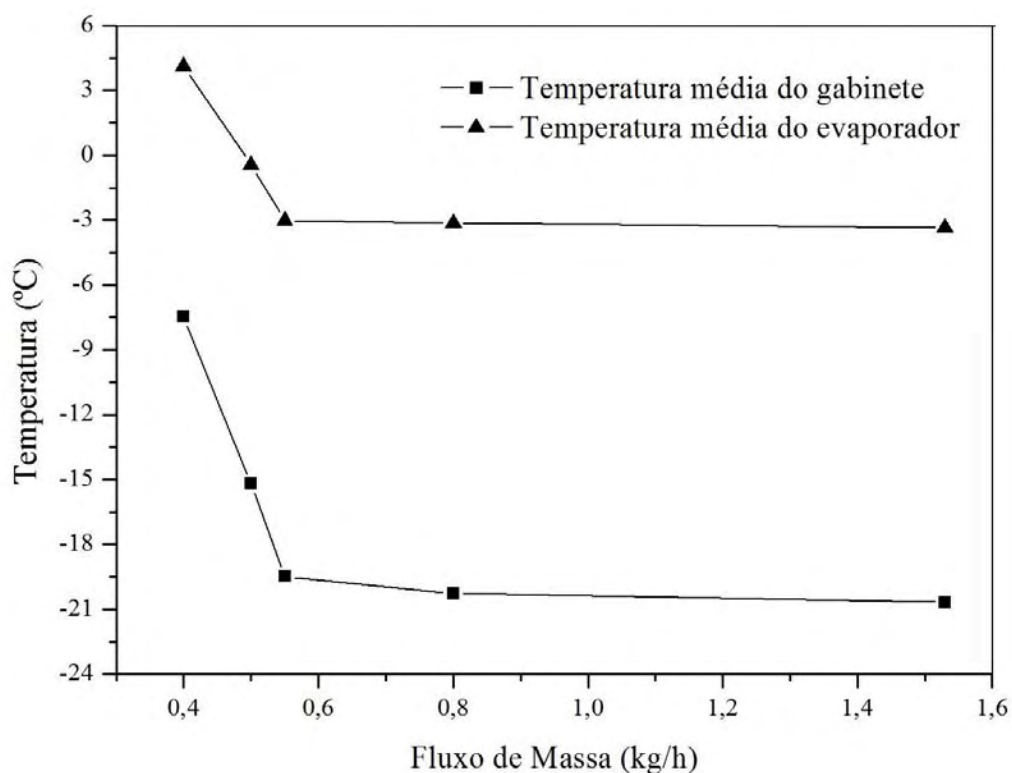


Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

A Figura 4.11 mostra, respectivamente, as temperaturas médias da placa evaporadora e do gabinete em função do fluxo de massa.

Nota-se que para valores de fluxo de massa baixos a temperatura média do evaporador é maior e, conseqüentemente, a temperatura média do gabinete também. À medida que o fluxo de massa aumenta, a carga térmica aumenta e as temperaturas média do evaporador e média do gabinete diminuem. Observa-se uma inclinação maior na curva da temperatura média do evaporador, isso devido o gradiente de temperatura ser maior.

Figura 4.11 - Variação da temperatura média da placa evaporadora e do gabinete para diferentes fluxos de massa.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

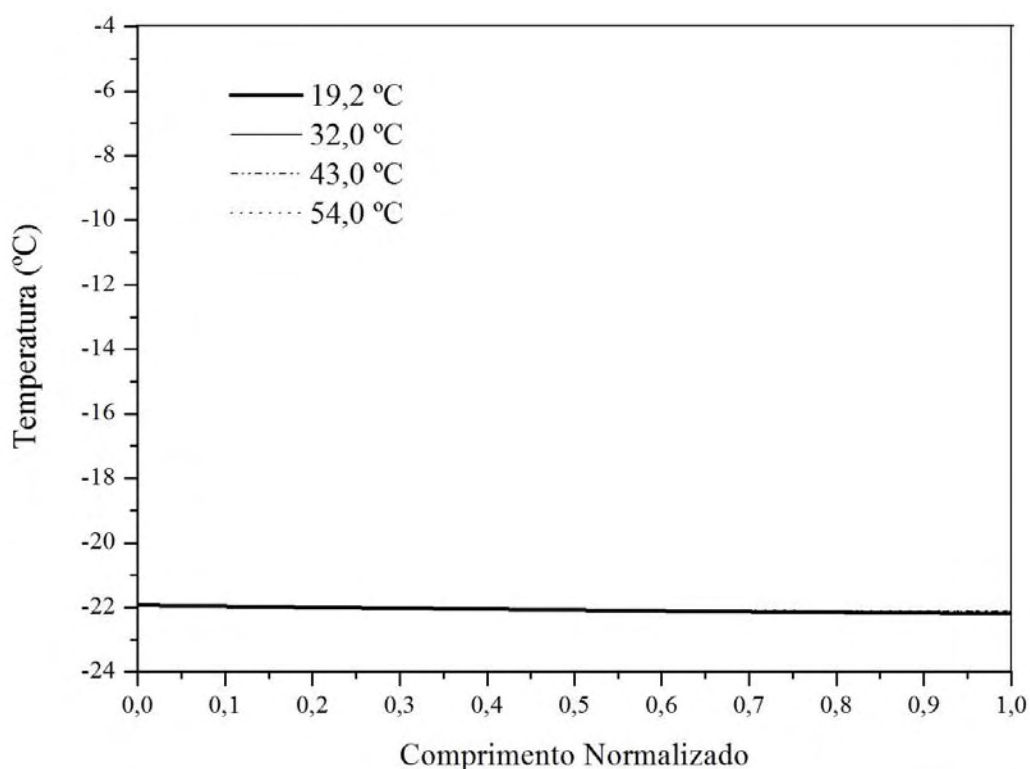
4.7. Análise da Influência da Temperatura Ambiente

Para analisar o comportamento do evaporador em relação à temperatura ambiente também foram usadas as condições do Caso 4, Tab. 4.2. Os valores da temperatura ambiente foram modificados para: 19,2; 32; 43 e 54 °C e as demais condições foram mantidas constantes. Observa-se que é feita uma análise apenas do evaporador e gabinete e não considera a influência que a temperatura ambiente teria em outros componentes, como o condensador, onde provavelmente mudariam as condições de entrada do evaporador.

A Figura 4.12 mostra as distribuições de temperatura do fluido refrigerante ao longo do canal do evaporador para as diferentes temperaturas ambiente consideradas. Nota-se que o refrigerante mantém-se no estado de saturação ao longo de todo o canal, para todas as temperaturas do ambiente consideradas. Observa-se também a pequena redução de temperatura

do refrigerante ao longo do canal do evaporador para todos os casos analisados, em razão da queda pressão do escoamento que ocorre no canal.

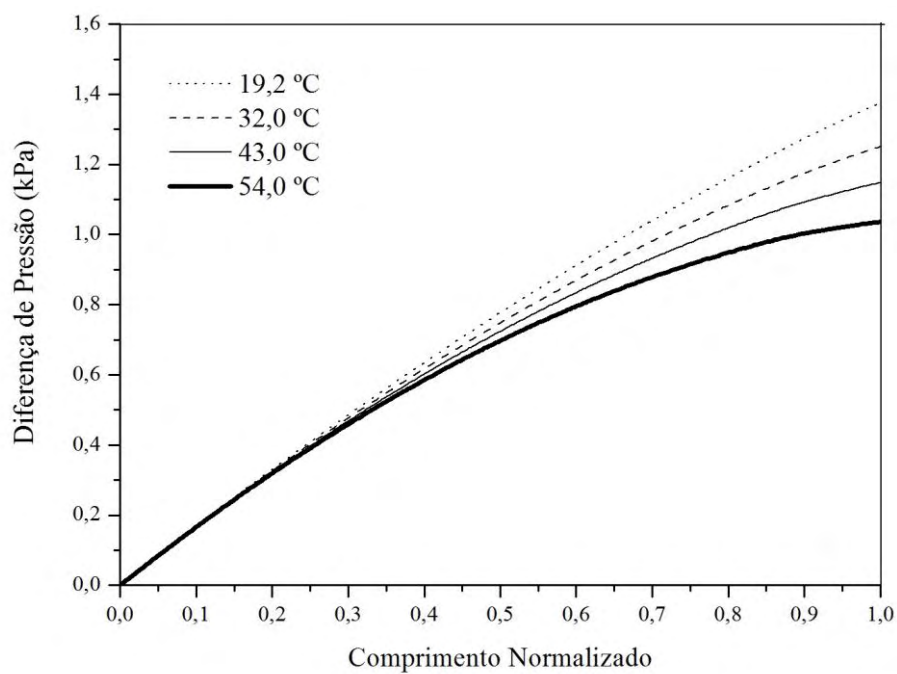
Figura 4.12 - Distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do canal do evaporador para diferentes temperaturas ambiente.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

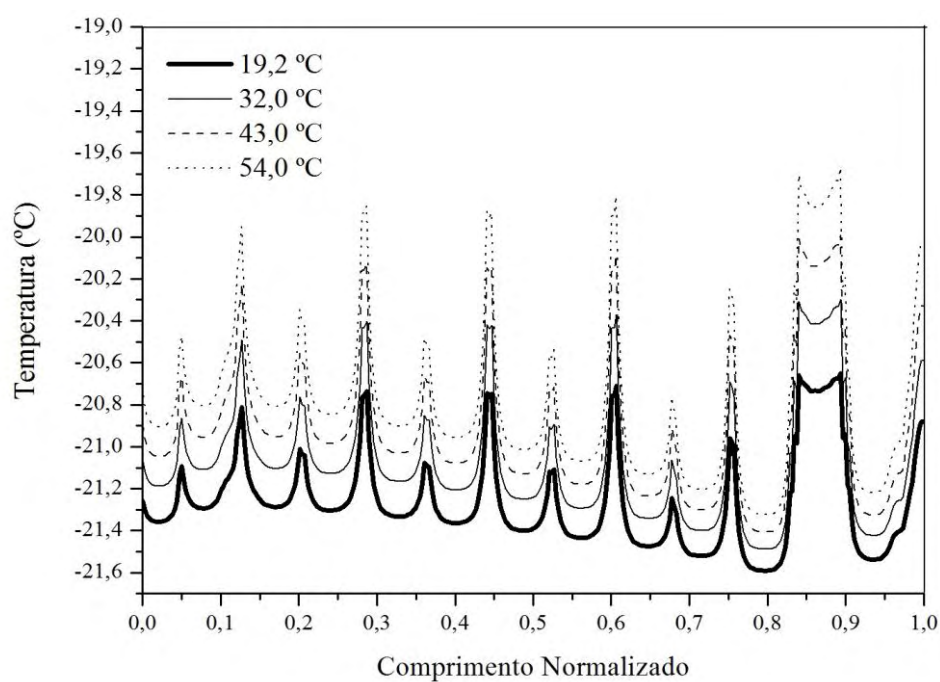
A Figura 4.13 mostra as variações de pressão do refrigerante ao longo do canal do evaporador para as diferentes temperaturas ambiente consideradas. Observa-se que o gradiente de pressão aumenta para temperaturas ambiente menores e a diferença entre as pressões de saída e de entrada do canal é pequena resultando perfis de temperatura do refrigerante praticamente coincidentes (vide Fig. 4.12). Isso ocorre, em razão da pequena influência da temperatura ambiente sobre a temperatura média da placa evaporadora, como mostra a Fig. 4.16, mas a mudança de temperatura da placa evaporadora no local onde se encontra o canal é significativa, como mostra a Fig. 4.14.

Figura 4.13 - Distribuições de pressão ao longo do canal do evaporador para diferentes temperaturas ambiente.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura 4.14 - Distribuições de pressão ao longo do canal do evaporador para diferentes temperaturas ambiente.

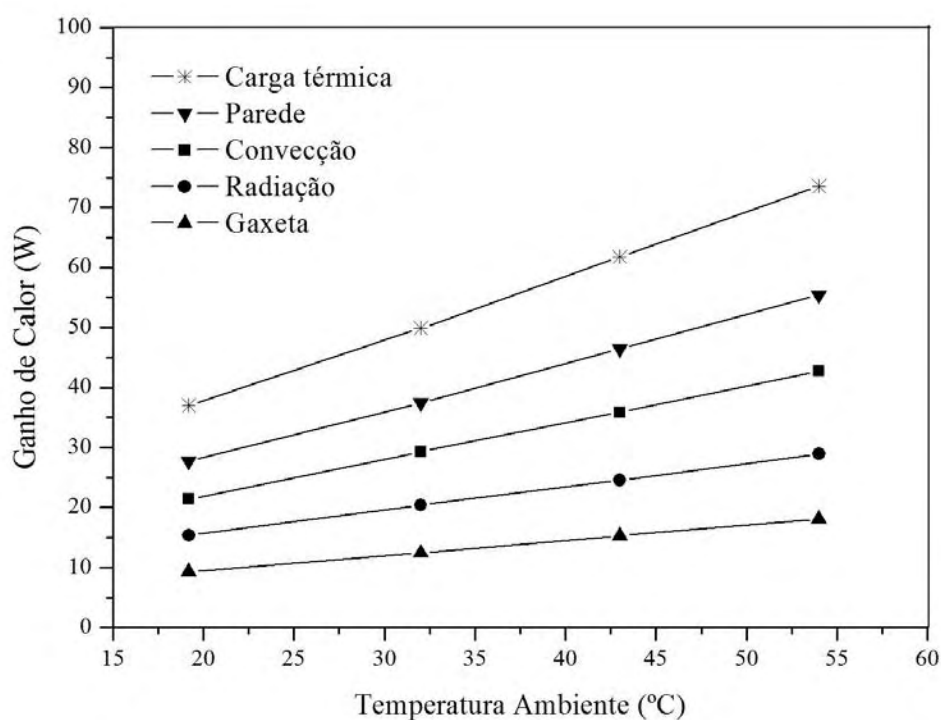


Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

A Figura 4.15 apresenta as distribuições de carga térmica, taxas de transferência de calor por convecção e por radiação da placa evaporadora, ganho de calor pela região da gaxeta e através das paredes do gabinete calculadas pelo presente modelo em função da temperatura ambiente. Nota-se que a carga térmica aumenta com o aumento de temperatura ambiente chegando a aproximadamente 85 W para a temperatura ambiente de 54 °C. Observa-se ainda a grande influência da radiação na carga térmica e que, para a temperatura de 19,2 °C os ganhos de calor por radiação e convecção são muito próximos.

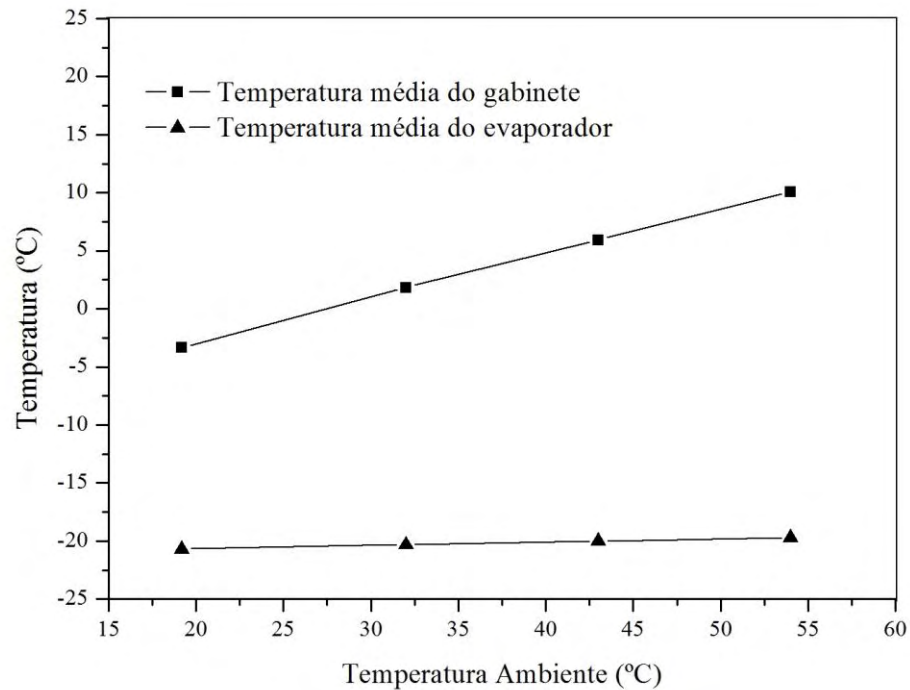
A Figura 4.16 mostra as variações das temperaturas médias da placa evaporadora e do gabinete com a temperatura ambiente. Observa-se que a temperatura média do evaporador é praticamente constante ao longo da faixa de temperatura ambiente analisada. Nota-se, também, que a temperatura média do gabinete aumenta linearmente com a temperatura ambiente, o que provavelmente se deve à maior influência da resistência térmica do isolante em relação às demais resistências térmicas envolvidas no cálculo da temperatura média do gabinete, como mostra a Tab. 4.9.

Figura 4.15 - Variação das taxas de transferência de calor no evaporador e no gabinete para diferentes temperaturas ambiente.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura 4.16 - Variação das temperaturas médias da placa evaporadora e do gabinete para diferentes temperaturas ambiente.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Tabela 4.9 - Resistências térmicas da parede 1.

Parede	R_{cond}	$R_{\text{conv,e}}$	$R_{\text{rad,e}}$	$R_{\text{conv,i}}$	$R_{\text{rad,i}}$
[K/W]					
1	1,87	0,77	0,19	0,61	0,33

Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

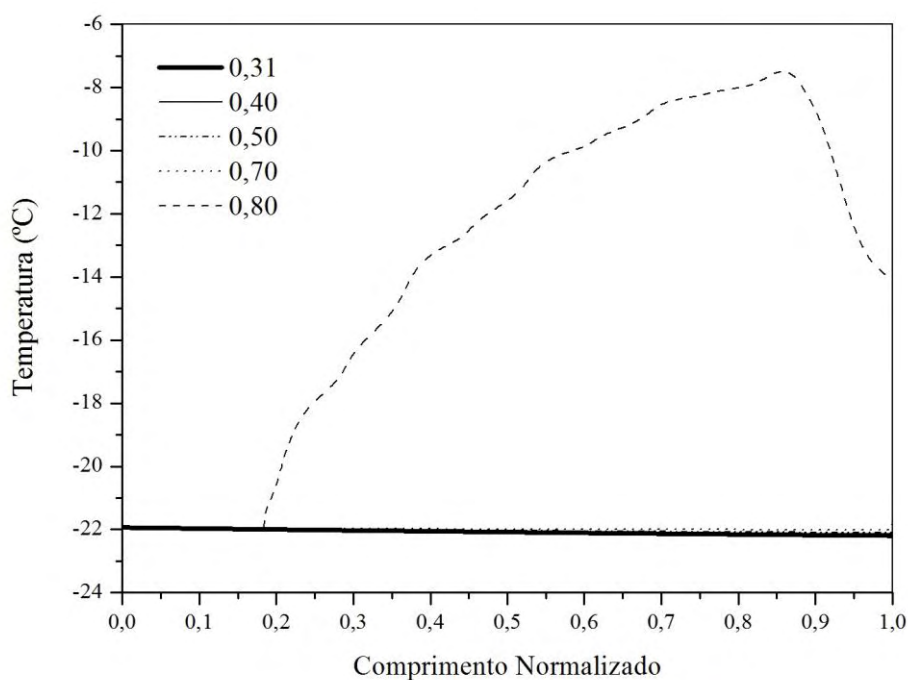
4.8. Análise da Influência do Título

Para analisar o comportamento do evaporador em relação ao título da mistura líquido-vapor na entrada do canal do evaporador, utilizaram-se as condições de operação do Caso 4, da Tab. 4.2, modificando os valores do título para: 0,31; 0,40; 0,50; 0,70 e 0,80 e mantendo constantes as demais condições.

A Figura 4.17 mostra as distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do canal do evaporador para cada valor de título analisado. Observa-se que para os títulos de 0,31; 0,40; 0,50

e 0,70 o refrigerante permanece na região bifásica ao longo de todo o comprimento do canal do evaporador e as distribuições de temperatura praticamente independem do título. Para o título de 0,80 o refrigerante torna-se superaquecido no início do canal do evaporador.

Figura 4.17 - Distribuições de temperatura ao longo do canal do evaporador para diferentes títulos.

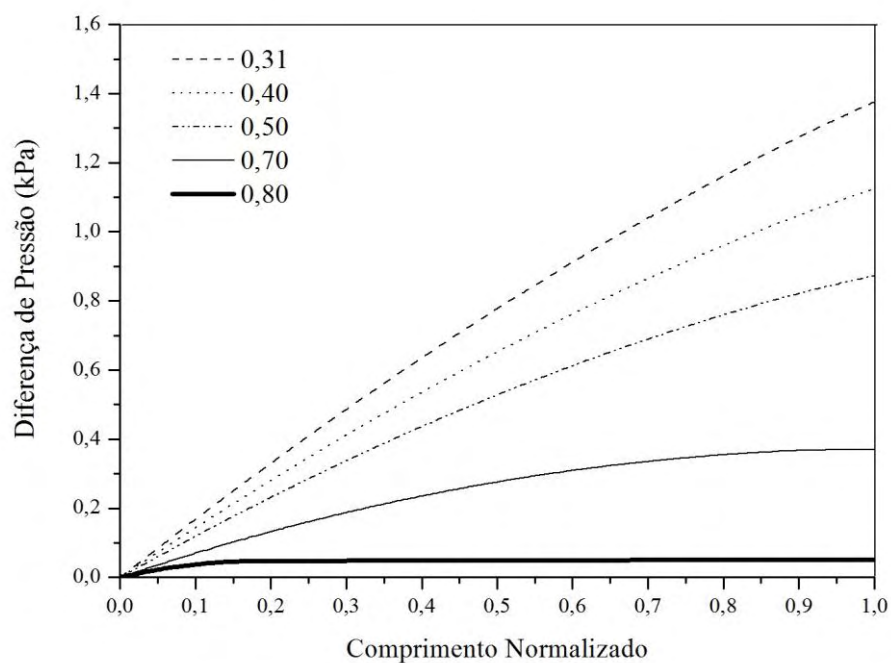


Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

A Figura 4.18 apresenta as distribuições de pressão do refrigerante ao longo do canal do evaporador para cada título. Observa-se que, para o título 0,80, a pressão apresenta uma pequena redução na região bifásica e é constante na região de vapor superaquecido. Nota-se ainda, que o gradiente de pressão aumenta com a redução do título na entrada, uma vez que a maior fração de refrigerante no estado líquido na entrada do evaporador permite maior taxa de evaporação, acentuando os efeitos viscosos e de aceleração do escoamento.

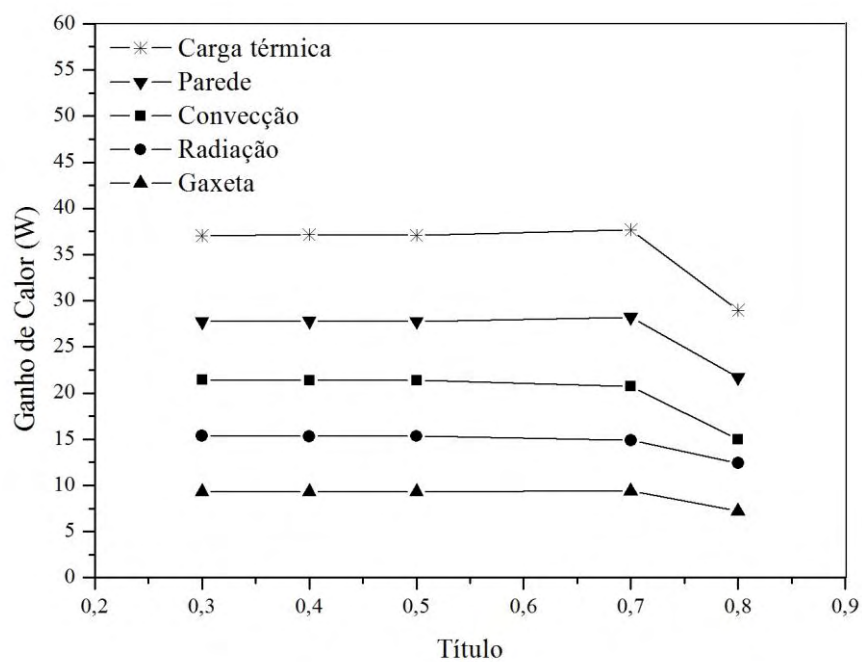
A Figura 4.19 apresenta as distribuições de carga térmica, ganhos de calor pelas paredes e gaxeta e as taxas de transferência de calor por convecção e radiação da placa evaporadora em função do título. Observa-se que para os títulos de 0,31; 0,40; 0,50 e 0,70, para os quais o refrigerante permanece na região bifásica até a saída do canal do evaporador, as taxas de transferência de calor são independentes do título na entrada do canal. Para o título 0,80 nota-se uma queda das trocas de calor e da carga térmica, em razão do superaquecimento do refrigerante.

Figura 4.18 - Distribuições de pressão ao longo do canal do evaporador para diferentes títulos.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

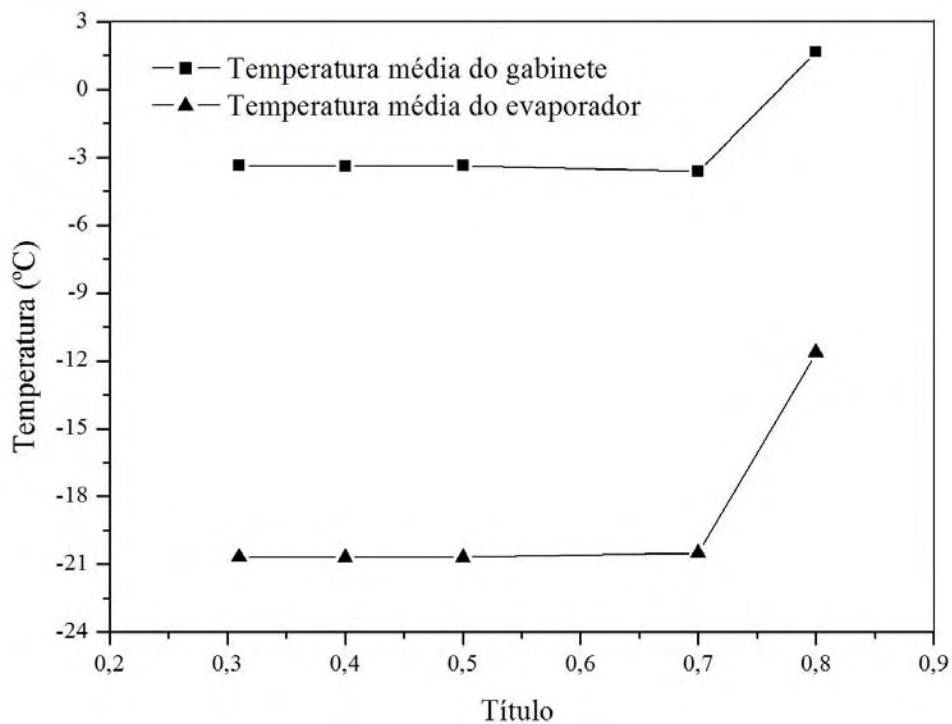
Figura 4.19 - Variação das taxas de transferência de calor no evaporador e do gabinete para diferentes títulos.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

A Figura 4.20 mostra as variações das temperaturas médias do evaporador e do gabinete com o título. Observa-se que essas temperaturas médias permanecem constantes para os títulos de 0,31; 0,40; 0,50 e 0,70, assim como a carga térmica (vide Fig. 4.19), e aumenta para o título 0,80, também em razão do superaquecimento do refrigerante.

Figura 4.20 - Variação das temperaturas médias da placa evaporadora e do gabinete para diferentes títulos.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

4.9. Análise do Evaporador – Regime Transiente

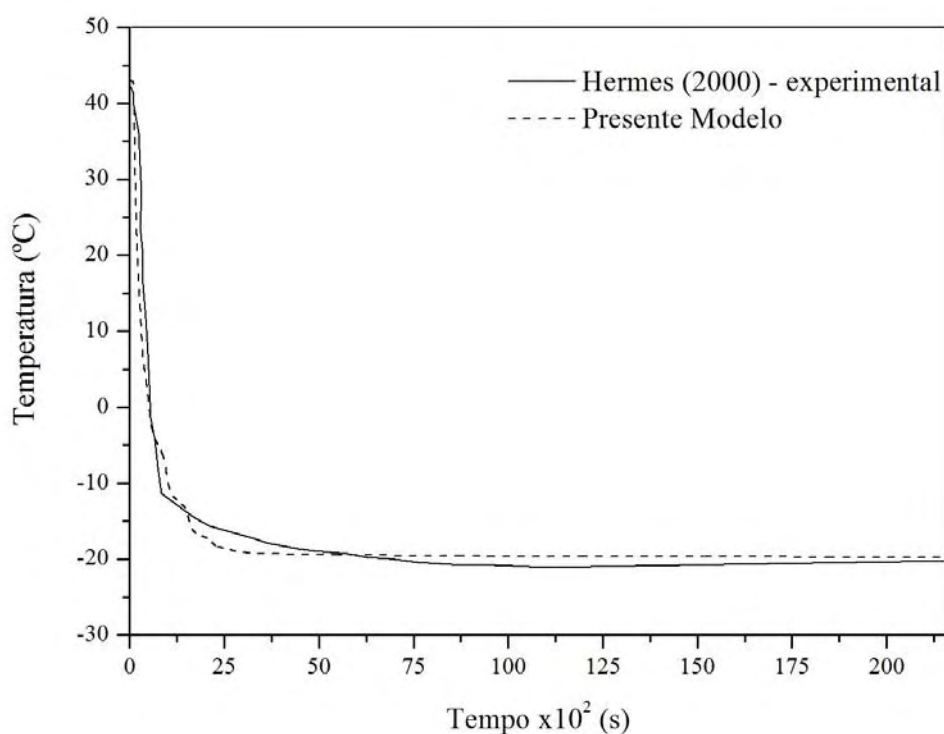
Para a análise da condição de operação do evaporador em regime transiente, utilizam-se condições de operação impostas, em função do tempo (Eqs. 2.15), obtidas por meio de ensaios experimentais de *pull-down* realizados por Hermes (2000). O incremento de tempo utilizado foi de 0,1s para o intervalo de tempo de 0 s a 10 s e de 1 s para o restante do tempo.

A Figura 4.21 mostra a variação com o tempo da temperatura do ponto central da placa evaporadora obtido pelo presente modelo, comparado com o resultado experimental de Hermes (2000). Nota-se que o comportamento do resultado numérico é bastante próximo do

experimental, embora apresente uma taxa de decaimento mais acentuada. Em função disso, o regime permanente foi alcançado em aproximadamente 3750 s (1,04 h), segundo a solução numérica, e aproximadamente em 11520 s (3,2 h) segundo o resultado experimental, como mostrado na Fig. 4.21.

Observa-se na Fig. 4.21 que a temperatura do ponto central da placa evaporadora diminui rapidamente nos instantes iniciais, em razão do início do processo de mudança de fase. Em seguida, essa redução passa a ser mais lenta, pois a diferença entre as temperaturas da placa evaporadora e do ar no interior do gabinete diminui. A redução de temperatura da placa evaporadora vai se tornando cada vez mais lenta até atingir a condição de regime permanente.

Figura 4.21 - Comparação entre as temperaturas do ponto central do evaporador calculada e medida (HERMES, 2000).

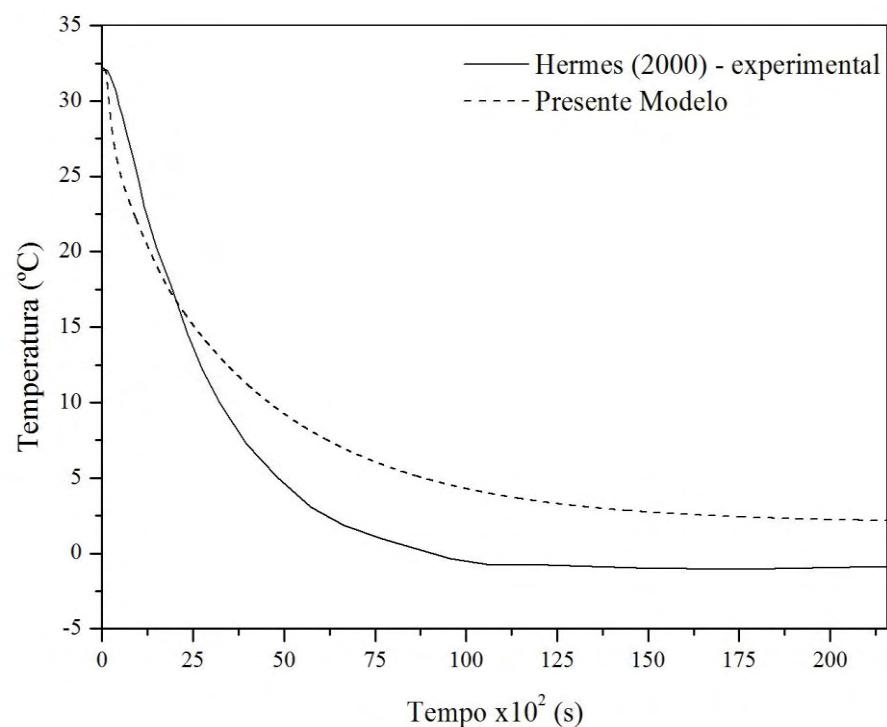


Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

As Figuras 4.22 e 4.23 mostram as distribuições de temperaturas médias do gabinete, respectivamente, para as temperaturas ambiente de 32 e 43 °C, em função do tempo, obtidas pelo presente modelo e medidas por Hermes (2000). Observa-se que o comportamento das distribuições de temperatura calculadas pelo presente modelo é bastante próximo dos resultados medidos por Hermes (2000) para a temperatura ambiente de 43 °C e se distancia um pouco para

a temperatura ambiente de 32 °C. Nota-se nas Figs. 4.21 e 4.22 que as temperaturas medidas no regime permanente para a temperatura ambiente de 43 °C é muito próxima e para a temperatura ambiente de 32 °C são menores do que as temperaturas calculadas. Segundo os dados experimentais de Hermes (2000), para a temperatura ambiente de 32°C o regime permanente é atingido quando a temperatura média do gabinete atinge -1,4 °C e para a temperatura ambiente de 43°C, quando essa temperatura atinge 6,5 °C.

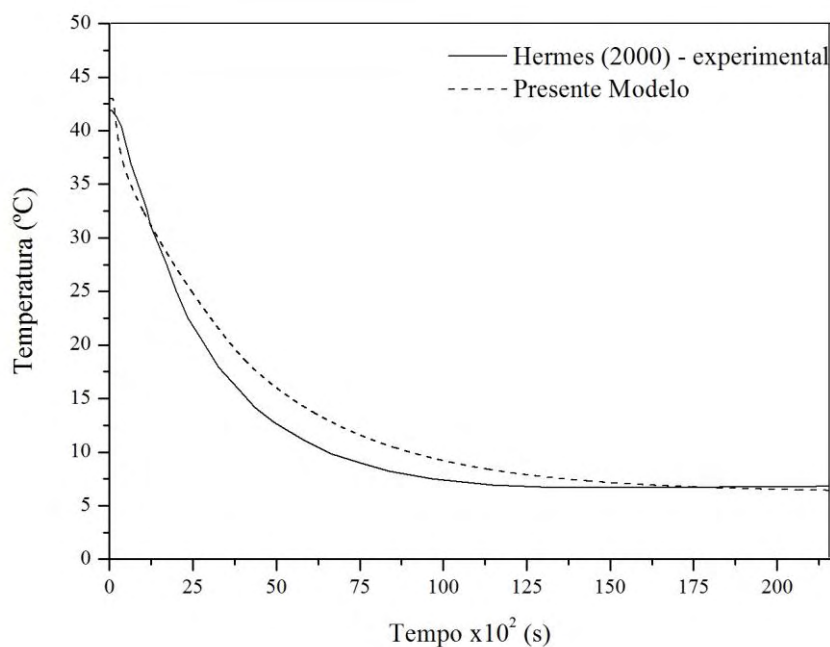
Figura 4.22 - Comparação entre as temperaturas médias do gabinete calculada e medida (HERMES, 2000) - temperatura ambiente de 32°C.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

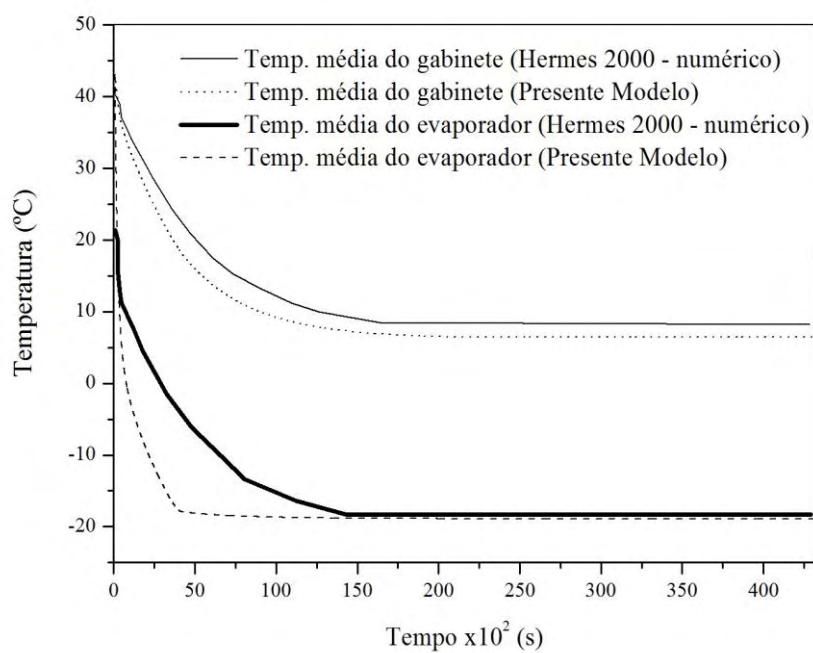
Na Figura 4.24 apresentam-se as variações com o tempo das temperaturas médias da placa evaporadora e do gabinete comparadas com os resultados obtidos numericamente por Hermes (2000). Nota-se na Fig. 4.24 que a distribuição de temperatura média do gabinete calculada pelo presente modelo aproxima-se da curva obtida por Hermes (2000). Entretanto, a queda nos instantes iniciais é mais acentuada e atinge uma temperatura menor no regime permanente. Para a temperatura média do evaporador, a queda é ainda maior e percebe-se que o regime permanente é atingido antes pelo presente modelo, mas atinge praticamente a mesma temperatura em regime permanente.

Figura 4.23 - Comparação entre as temperaturas médias do gabinete calculada e medida (HERMES, 2000) - temperatura ambiente de 43°C.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

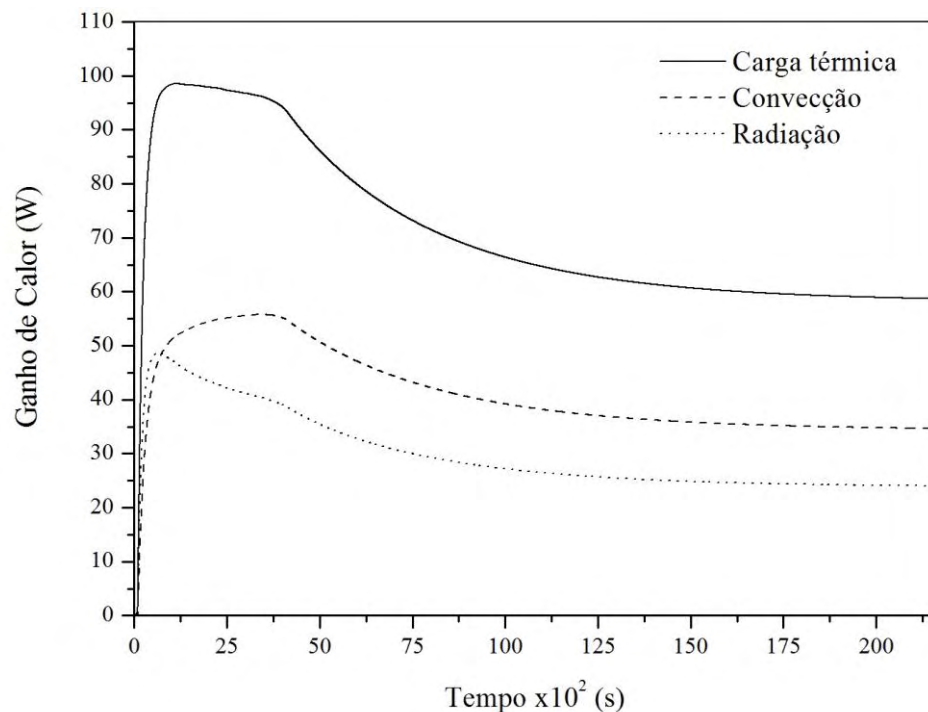
Figura 4.24 - Distribuições, no regime transiente, das temperaturas médias do evaporador e do gabinete, comparadas com os resultados numéricos de (HERMES, 2000).



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

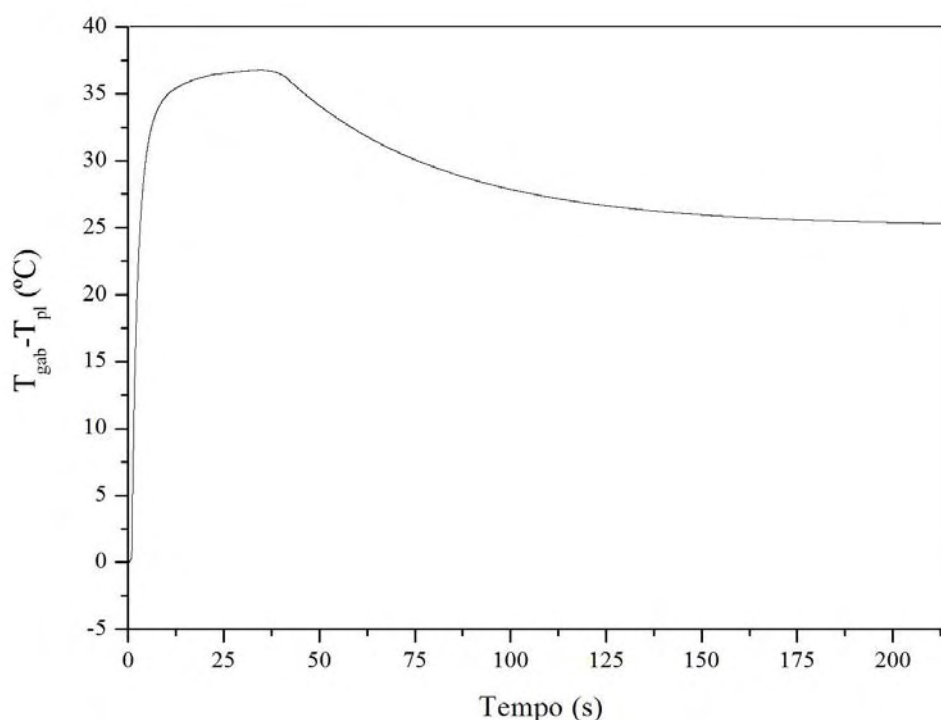
Para analisar o comportamento do evaporador, apresentam-se na Fig. 4.25, as distribuições de carga térmica e de transferência de calor por convecção e radiação em função do tempo. No instante inicial, as taxas de transferência de calor por convecção e radiação são nulas, pois as temperaturas são todas iguais. Com o passar do tempo, a temperatura do fluido refrigerante diminui, o evaporador é resfriado e as taxas de transferência de calor por convecção e por radiação são intensificadas. Nos instantes iniciais, as trocas de calor por radiação são ligeiramente maiores, mas com o avanço do tempo as trocas de calor convectivas tornam-se superiores às trocas de calor radiativas, prosseguindo assim até se atingir a condição de regime permanente. Nos instantes iniciais, o aumento repentino da carga térmica ocorre em função do aumento das taxas de transferência de calor por radiação e por convecção. Esse comportamento ocorre em razão da carga térmica acompanhar a diferença de temperatura entre o gabinete e a placa evaporadora, pois nos instantes iniciais essa diferença atinge um valor máximo e, em seguida, diminui até atingir o regime permanente, como mostra a Fig. 4.26.

Figura 4.25 - Variação transiente das taxas de transferência de calor no gabinete.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura 4.26 - Variação transiente da diferença de temperatura entre o gabinete e a placa evaporadora



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

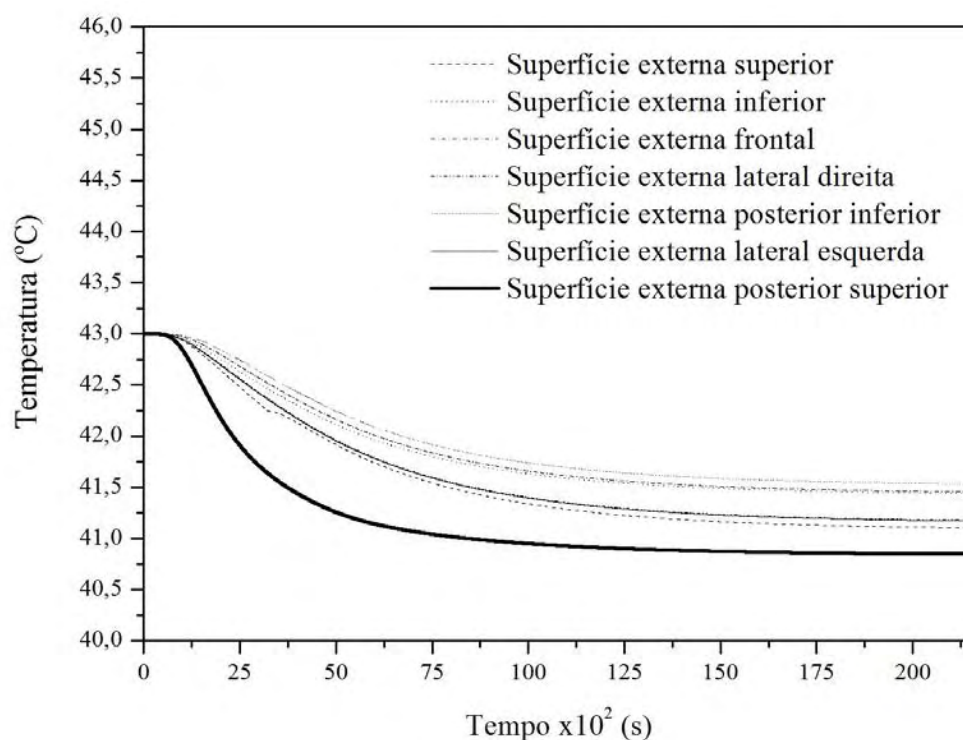
Nas Figuras 4.27 e 4.28 apresentam-se as distribuições de temperaturas de todas as paredes externas e internas do gabinete. Observa-se na Fig. 4.27 que as temperaturas das paredes externas apresentam uma pequena redução durante todo o tempo, o que ocorre em razão da condução de calor através das paredes entre o interior do gabinete. Nota-se, ainda, uma proximidade entre todas as distribuições de temperatura das paredes, sendo a temperatura da parede 7 a menor, em razão da proximidade com o evaporador.

Nota-se na Figura 4.28 que todas as superfícies internas apresentam o mesmo comportamento e que as superfícies de 1 a 6 possuem praticamente a mesmas temperaturas. A temperatura da superfície 7 é bem menor do que as demais, por estar muito próximo do evaporador, chegando a valores negativos.

As Figuras 4.29 a 4.36 apresentam o campo de temperatura, à esquerda, e as linhas isotérmicas, à direita, da placa evaporadora, respectivamente, para os instantes de tempo de 2,5; 5,0; 15; 60; 600 segundos e 1, 2, 3 e 6 horas. O campo de temperatura para o tempo de 2,5 segundos mostra a placa praticamente na mesma temperatura de 43 °C, apresentando uma

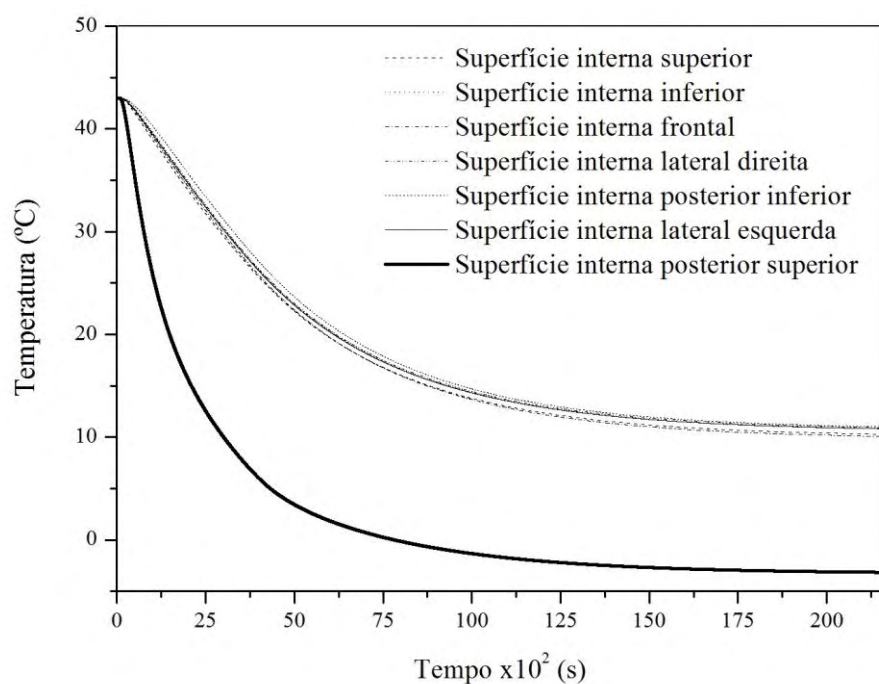
variação máxima de 0,16 °C, sendo a entrada do canal do evaporador a região de menor temperatura. Na Figura 4.29 nota-se o contorno do canal do evaporador. Isso ocorre, pois no início do processo transiente não há tempo suficiente para a uniformização das temperaturas da placa e a região do canal é de temperatura menor em razão do escoamento do refrigerante. À medida que o tempo avança, a diferença de temperatura ao longo da placa aumenta e a região de menor temperatura também, em razão da maior quantidade de líquido no evaporador. Após 15 s, a diferença de temperatura na placa chega a 16 °C, sendo a temperatura mínima de 26 °C. No instante de tempo de 60 s, a temperatura da placa alcança valores negativos de -5 °C, aumentando a área de menor temperatura. Após 1 hora, a placa se encontra totalmente em temperaturas negativas. Nota-se que, a partir de 3h até 6h, a placa continua com as mesmas temperaturas, significando que o regime permanente foi atingido.

Figura 4.27 - Variação transiente das temperaturas das paredes externas.



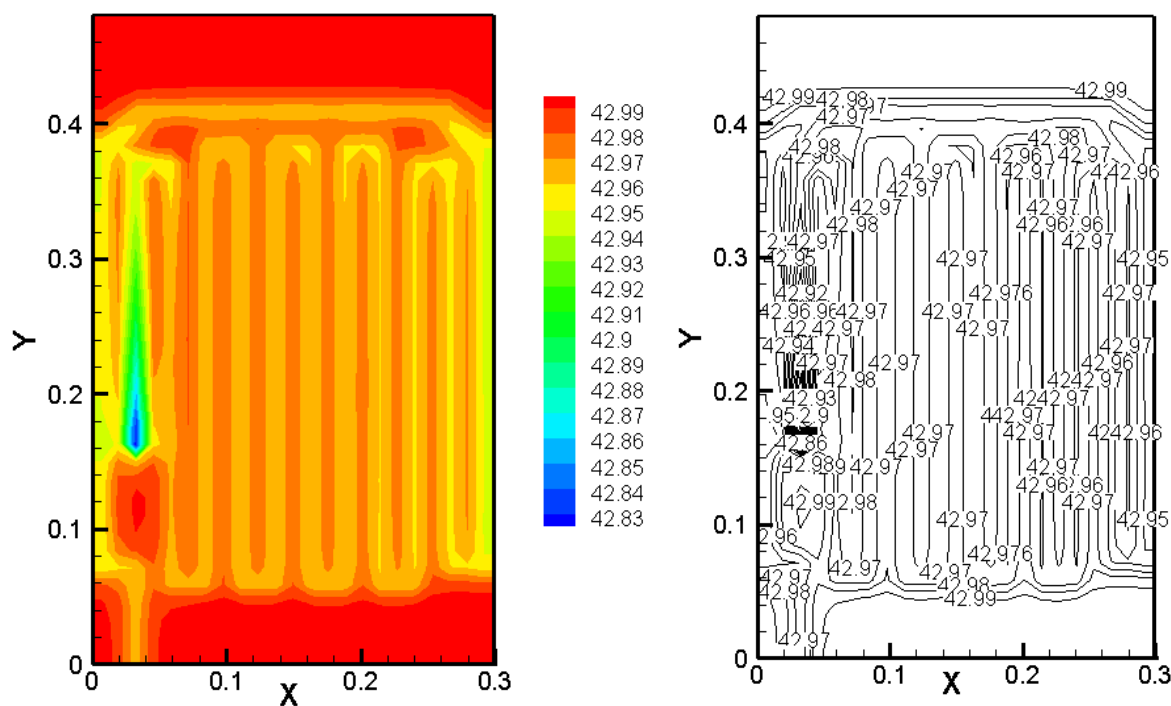
Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura 4.28 - Variação transiente das temperaturas das paredes internas.



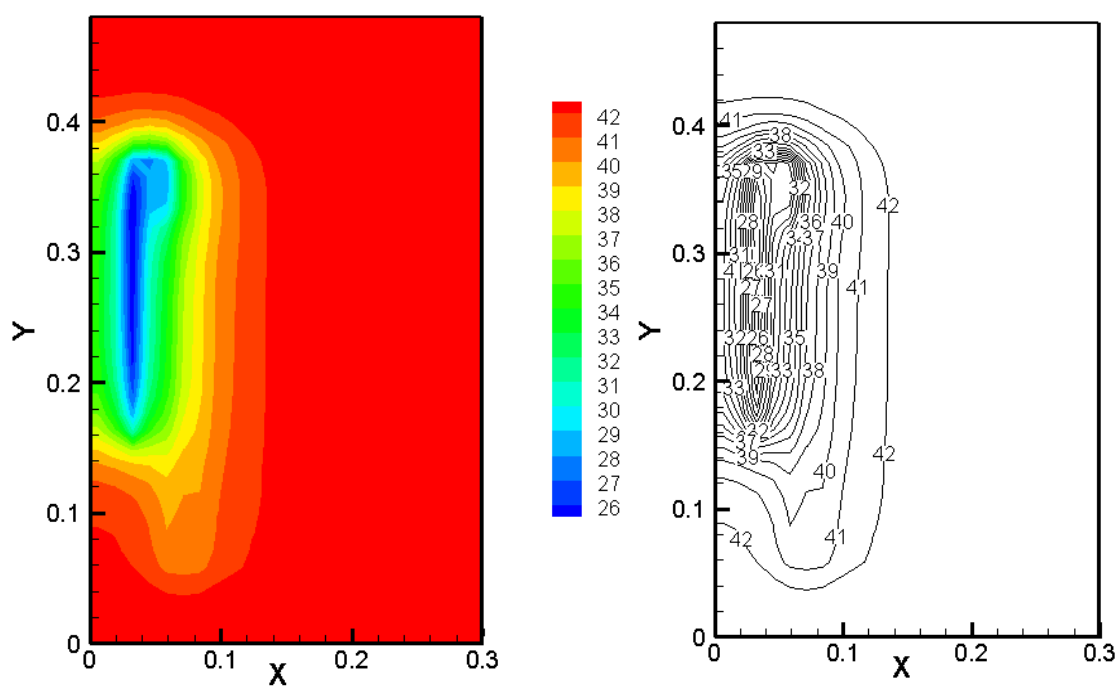
Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura 4.29 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: 2,5 segundos.



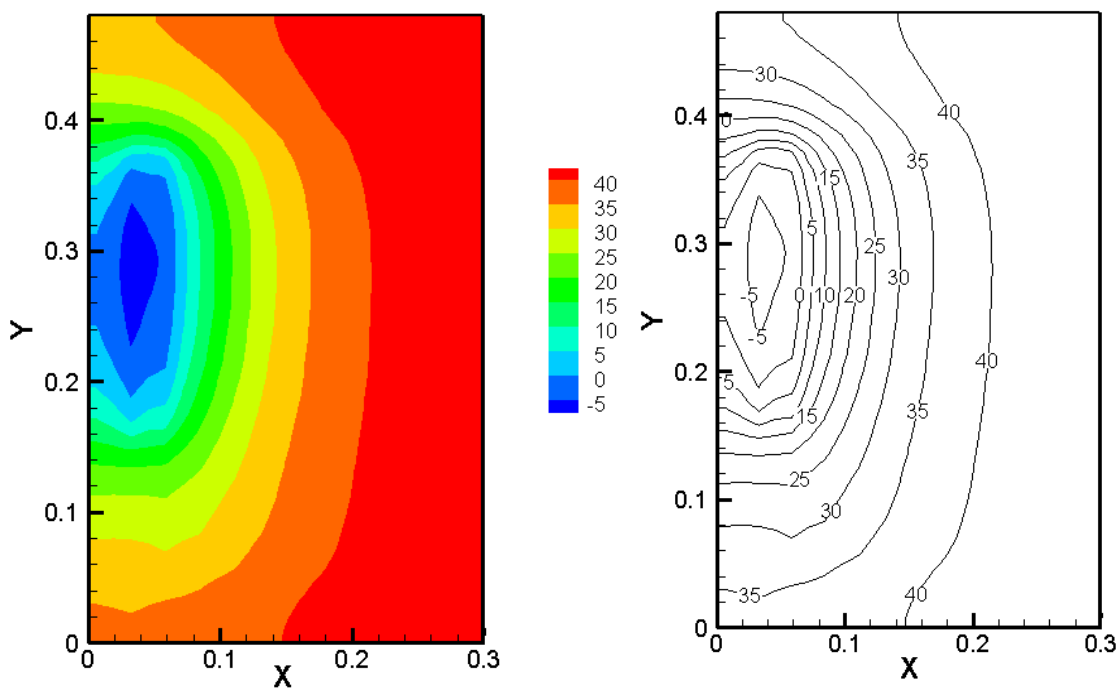
Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura 4.30 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: 15 segundos.



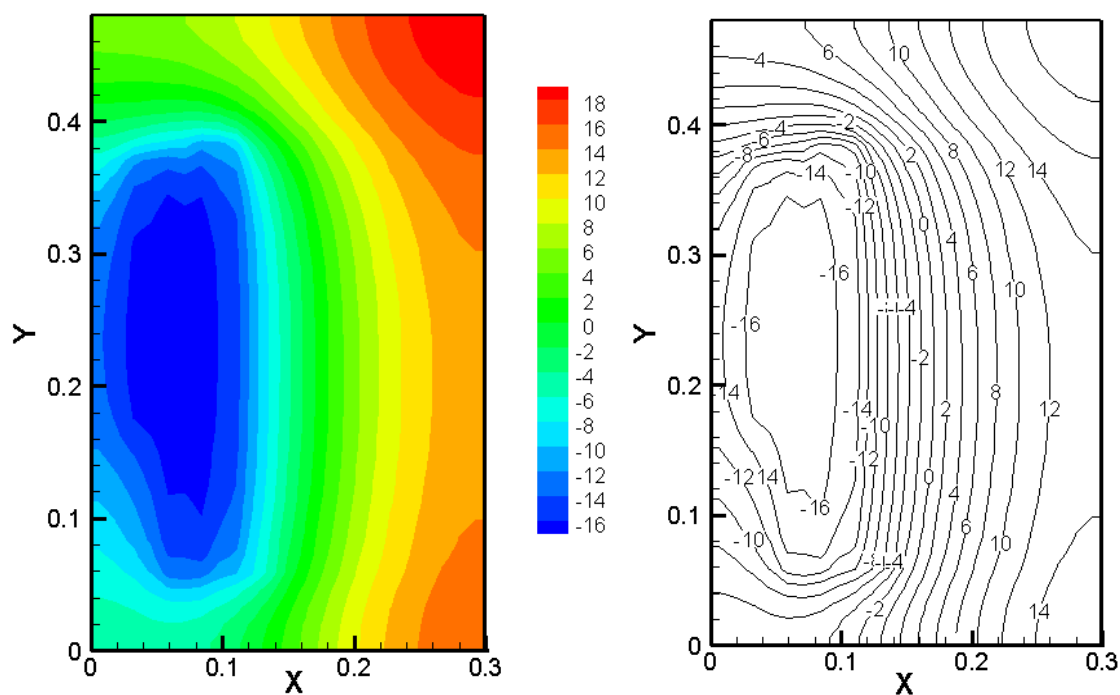
Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura 4.31 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: 60 segundos.



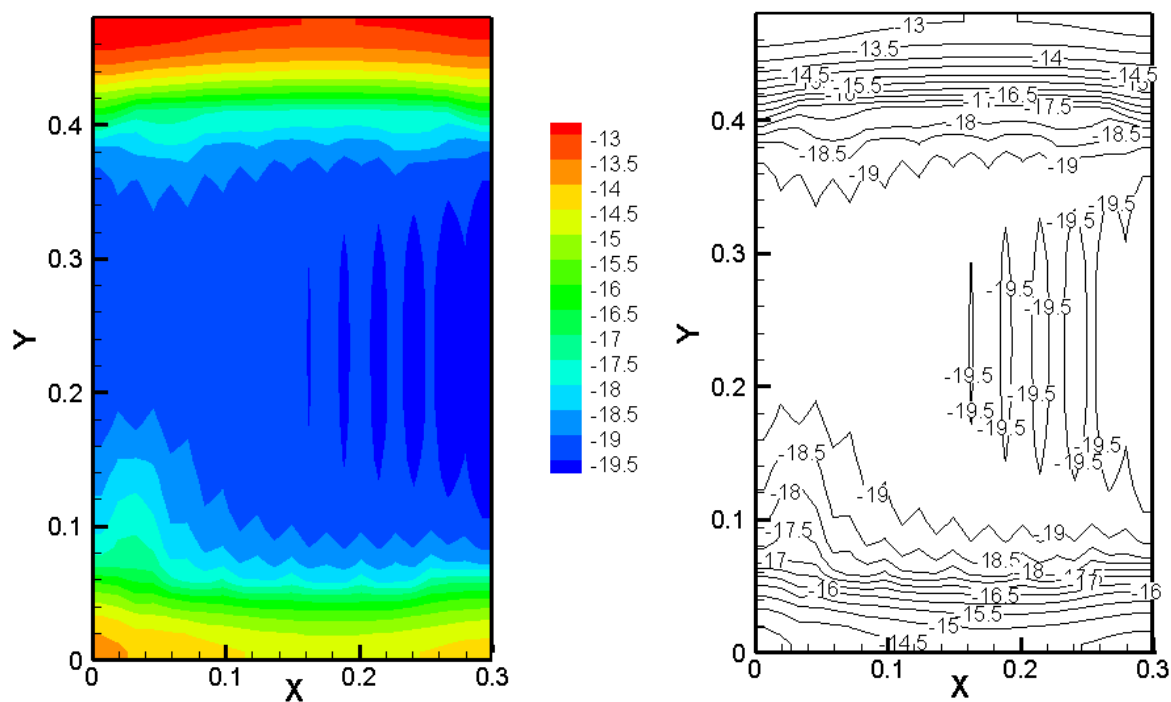
Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura 4.32 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: 600 segundos.



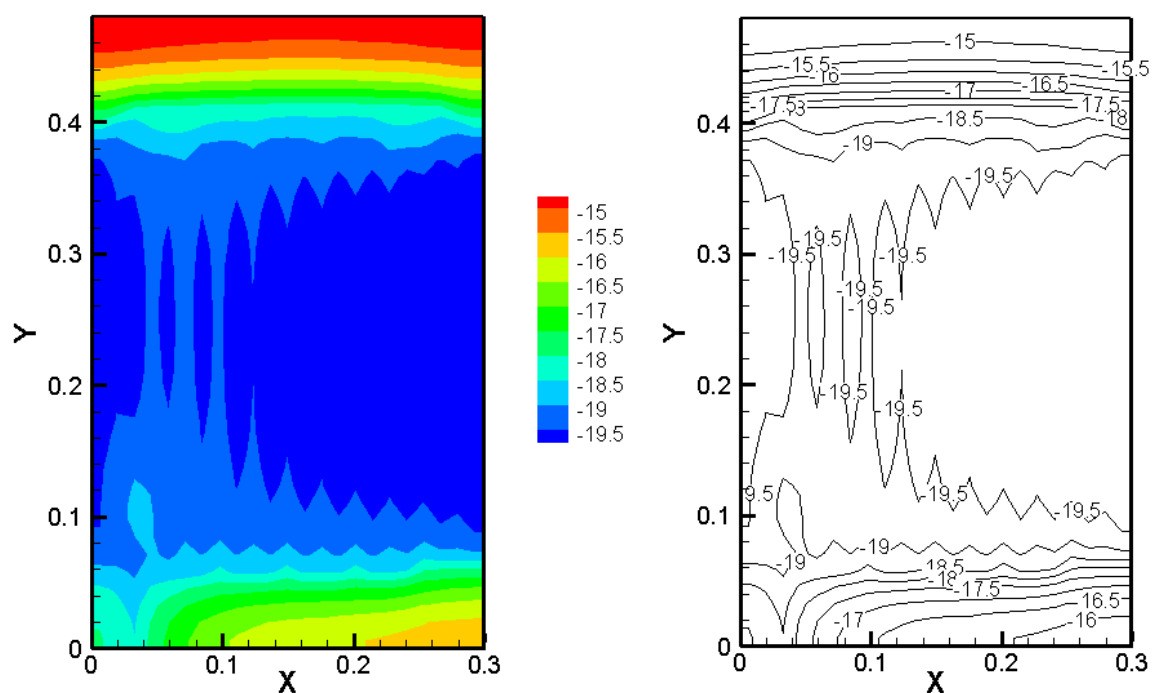
Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura 4.33 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: 1 hora.



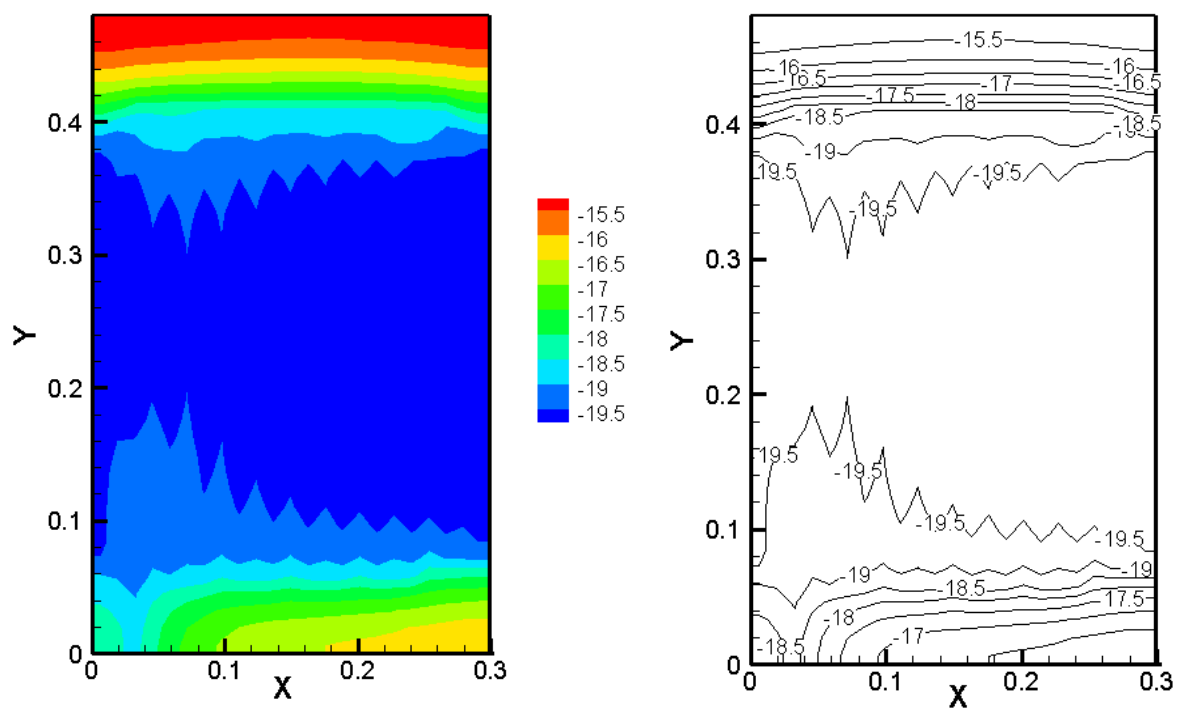
Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura 4.34 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: 2 horas.



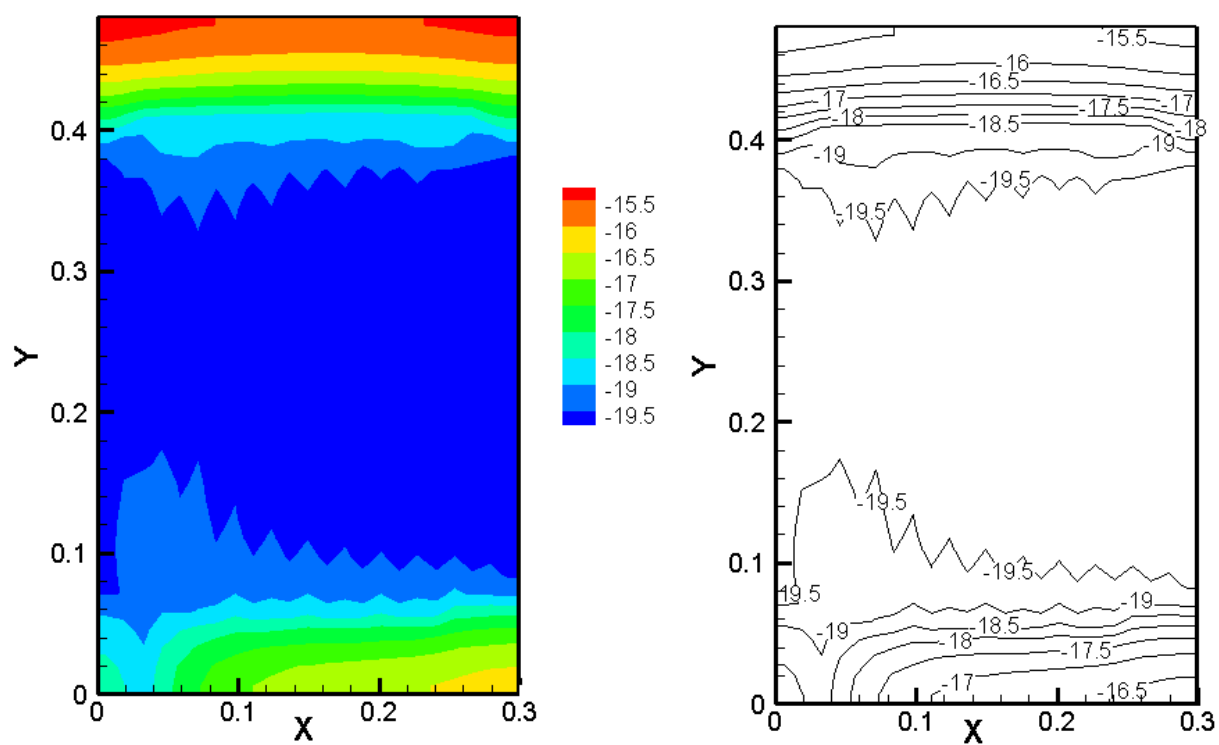
Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura 4.35 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: 3 horas.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura 4.36 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: 6 horas.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Capítulo 5

Conclusões

Neste trabalho apresentou-se um modelo numérico para a simulação de um evaporador do tipo *roll-bond* instalado no interior do gabinete de um refrigerador doméstico. Nesse modelo, o canal do evaporador é considerado como um duto reto e o evaporador é tratado como uma placa plana de espessura uniforme. As paredes do gabinete são tratadas como placas planas.

O modelo permite o cálculo das distribuições de temperatura, massa específica, pressão, entalpia do fluido refrigerante, temperatura da placa evaporadora, carga térmica e as temperaturas médias do interior do gabinete e das superfícies internas e externas do gabinete nos regimes permanente e transiente.

O método de Volumes Finitos é utilizado para a solução numérica das equações governantes do escoamento e da transferência de calor do fluido refrigerante ao longo do canal do evaporador. O sistema de equações algébricas resultantes é solucionado iterativamente por substituições sucessivas, ponto a ponto ao longo do canal do evaporador, em cada instante de tempo. O método de Volumes Finitos também é usado para a solução numérica da equação da condução bidimensional transiente para a placa evaporadora e unidimensional transiente através da espessura do isolante térmico das paredes do gabinete.

Observa-se que algumas diferenças do modelo proposto com o trabalho de Hermes (2000), tais como a utilização de diferentes correlações para o cálculo da queda de pressão na região bifásica, coeficiente de transferência de calor na região monofásica e bifásica, o cálculo dos fatores de forma das paredes do gabinete além das obtenções das propriedades do ar e do fluido refrigerante.

O desenvolvimento deste trabalho levou as seguintes conclusões:

- Os resultados obtidos no regime permanente para a temperatura média da placa evaporadora e da carga térmica apresentaram boa concordância com os dados experimentais obtidos por Melo, Silva e Silveira (1998). Considerando todas as comparações realizadas entre os resultados

do modelo e os dados experimentais, a diferença relativa média², $\overline{D}$, entre as temperaturas médias da placa evaporadora, calculadas e medidas, foi de 4,7 % e entre as cargas térmicas, calculadas e medidas, foi de 6,3 %. Entretanto, para a temperatura média do gabinete observou-se uma diferença mais acentuada em relação aos dados experimentais, obtendo-se uma diferença relativa de até 15,1 %.

- A partir dos campos de temperaturas calculados para a placa evaporadora, notou-se que, para vazões maiores, a temperatura na placa é menor e mais uniforme. Com vazões maiores o fluido não absorve energia suficiente para o superaquecimento, fazendo com que o escoamento se mantenha na região bifásica. Nesse caso, refrigerante líquido deixa o evaporador e pode danificar o compressor do sistema de refrigeração. Como na mudança de fase ocorrem as maiores variações de entalpia, a carga térmica aumenta com o aumento dos fluxos de massa (vide Fig. 4.10).

- Analisando-se a influência da temperatura ambiente no desempenho do evaporador, notou-se que para a faixa de temperatura ambiente considerada, 19,2 a 54°C, o refrigerante manteve-se no estado de saturação ao longo de todo o canal do evaporador e a redução de temperatura do refrigerante ao longo do evaporador é praticamente desprezível (vide Fig. 4.12), deve-se notar que não foram consideradas as influências que essa variação de temperatura ambiente causariam nos outros componentes do refrigerador. O mesmo pode ser dito em relação a variação de pressão de refrigerante ao longo do canal do evaporador (vide Fig. 4.13). A temperatura do gabinete, ao contrário, aumentou linearmente com a temperatura ambiente, assim como a carga térmica. Esse fato demonstra que o projeto adequado do sistema de isolamento térmico das paredes e da gaxeta está diretamente ligado a melhoraria do desempenho do refrigerador.

- Analisando-se a influência do título na entrada no desempenho do evaporador, notou-se que o comportamento muda radicalmente em uma pequena faixa de variação de 0,70 a 0,80 fazendo com que o fluido refrigerante superaqueça e, assim, reduzindo a carga térmica do evaporador.

² Diferença relativa média, $\overline{D} = \sum_1^n \left(\frac{|\phi_{\text{exp}} - \phi_{\text{calc}}| 100}{\phi_{\text{exp}}} \right) / n$

- Os resultados obtidos para regime transiente apresentaram uma boa concordância para as temperaturas médias do evaporador e do gabinete em relação aos resultados experimentais de Hermes (2000). Entretanto, os resultados calculados pelo presente modelo apresentam uma queda mais acentuada da temperatura nos instantes iniciais. Para a temperatura média do gabinete, com temperatura ambiente de 32°C, os valores alcançados no regime permanente foram menores do que os valores experimentais, chegando a uma diferença em torno de 4°C. Para a temperatura ambiente de 43°C, esses valores ficaram muito próximos.
- As taxas de transferência de calor no gabinete para o regime transiente atingiu um máximo nos instantes iniciais. Isso ocorre em razão das maiores diferenças de temperatura entre as superfícies internas das paredes e do ar no interior do gabinete que ocorrem nesses instantes. A partir do instante em que a diferença entre as temperaturas das paredes e do gabinete é reduzida, as taxas de transferência de calor diminuem e, assim, também a carga térmica, até que o regime permanente seja atingido.

Para o modelo apresentado no presente trabalho salienta-se a necessidade de maior cuidado e atenção na modelagem das taxas de transferência de calor por radiação, cujas magnitudes em relação às demais taxas de transferência de calor demonstraram exercer grande influência na carga térmica. Além disso, sugere-se um estudo mais aprofundado das trocas de calor pela gaxeta, em razão de sua grande influência na taxa total de transferência de calor. Salienta-se a importância da obtenção de correlações para o coeficiente de transferência de calor na região bifásica para vazões baixas, uma vez que aquelas utilizadas neste trabalho estão fora da faixa de aplicação. Sugere-se, também, a implementação de um modelo mais sofisticado na região bifásica e de uma análise para que seja possível o refinamento da malha em todas as direções.

A partir das conclusões, observa-se que é necessário um estudo mais amplo dos fenômenos e métodos empregados, para que dessa forma seja possível uma maior proximidade entre os resultados calculados e experimentais das taxas de transferência de calor em evaporadores *roll-bond* no interior do gabinete de um refrigerador doméstico.

Referências

ALAMDARI, F.; HAMMOND, G. P. Improved data correlation for buoyancy-driven convection in rooms. **Building Services Engineering Research & Technology**, Newcastle, v. 4, p. 106-112, 1983.

BEATTIE, D. R. H.; WHALLEY, P. B. A Simple two-phase frictional pressure drop calculation method. **International Journal of Multiphase Flow**, England, v. 8, p. 83-7, 1981.

CAREY, V. P. **Liquid-vapor phase change phenomena**. Washington: Taylor & Francis 1992. p. 645.

CHICHITTI, A.; LOMBARDI, C.; SILVESTRI, M.; SOLDAINI, G.; ZAVALLUILLI, R. Two-phase cooling experiments – pressure drop. **Heat transfer and burnout measurements**. Milano: Energia Nucl., 1960. p. 407-425.

CHURCHILL, S.W.; CHU, H.H.S. Correlation equation for laminar and turbulent free convection for a vertical plate, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Philadelphia, v. 18, p. 1323-1329, 1975.

CHURCHILL, S.W. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, 12., 1977, Madrid. **Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes**. Madrid, 1977. p. 1069-1077

COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective boiling and condensation**. 3. ed. Oxford: Clarendon, 1999. p. 596.

COULTER, W. H.; BULLARD, C. W. An experimental analysis of cycling losses in domestic refrigerators-freezers, **ASHRAE Transaction**, New York, v. 103, p. 587-596, 1997.

DITTUS, F. W.; BOELTER, L. M. K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, **University of California Publications of Engineering**, Berkeley, v. 2, p. 443, 1930.

DUKLER, A. E.; WICKS, M.; CLEVELAND, R. G. Frictional pressure drops in two-phase flow. **AIChE J** 10, Texas, v. 44, 1964.

ESCANES, F.; PÉREZ-SEGARRA, C. D.; OLIVA, A. Numerical simulation of capillary tube expansion devices, **International Journal of Refrigeration**, Barcelona, v. 18, p. 113-122, 1995.

FLYNN, S.; ROUCH, K.; FINE, H. A. Finite element analysis of heat transfer through the gasket region of refrigerator/freezers. **United States Environmental Protection Agency**, Washington DC, 1992.

FRIEDEL, L. Improve friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow. **European Two-Phase Flow Group Meeting**, Ispra, 1979.

GNIELINSKI, V. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Chemical Engineering**, Nasr City, v. 16, p. 359-368, 1976.

GRECO, A.; VANOLLI, G.P. Experimental two-phase pressure gradients during evaporation of pure and mix refrigerants in a smooth horizontal tube. Comparison with correlations. **Heat Mass Transfer**, Italy, v. 42, p. 709-725, 2006.

GRÖNNERUD, R. Investigation of liquid hold-up, flow resistance and heat transfer in circulation type evaporators, part IV: two phase flow resistance in boiling refrigerants. **Bulletin de l'Institut International Du Froid**, França, v. 1, 1972.

HERMES, C. J. L. **Desenvolvimento de modelos matemáticos para a simulação numérica de refrigeradores domésticos em regime transiente**. 2000. 281 f. Dissertação (Mestrado Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2000.

HERMES, C. J. L.; MELO, C., NEGRÃO, C. O. R. A Numerical simulation model for plate-type, roll-bond evaporators. **International Journal of Refrigeration**, Florianópolis, v. 31. p. 335-347, 2008.

HOWELL, J. R. **A Catalog of radiation heat transfer configuration factor**. 2. ed. Austin: Department of Mechanical Engineering - University of Texas, 2001.

JABARDO, J. M. S.; BANDARRA FILHO, E. P.; LIMA, C. U. S. New correlation for convective boiling of pure and halocarbon refrigerants flowing in horizontal tubes. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences**, Rio de Janeiro, v. 21. p. 245-258, 1999.

KANDLIKAR, S. G. Development of a flow boiling map for subcooled and saturated flow boiling of a different fluids inside circular tubes. **ASME**, New York, v. 112, n. 1, p. 219-228, 1991.

KLEIN, F.H. **Desenvolvimento de um código computacional para análise do desempenho de refrigeradores domésticos**. 1998. 178 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1998.

LEMMON, E.W.; MCLINDEN, M.O.; HUBER, M.L. **NIST Reference fluid thermodynamic and transport properties–REFPROP 8.0**. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, 2007.

LIN, S.; KWORK, C. C. K.; LI, R. Y.; CHEN, Z. H.; CHEN, Z. Y. Local frictional pressure drop during vaporization of R-12 through capillary tubes, **International Journal Multiphase Flow**, Maryland Heights, v.17, p. 95-102, 1991.

MELO, C.; SILVA, L. W.; SILVEIRA, S. J. **Evaporadores Roll-Bond**. Florianópolis: UFSC/EMBRACO, 1998. p. 1. Relatório de Pesquisa.

MCADAMS, W. H; WOODS, W. K. HEROMAN, L. C. Vaporization inside horizontal tubes - II -Benzene-Oil Mixtures. **ASME**, New York, v. 64, p. 193, 1942.

MCADAMS, W. H. **Heat transmission**. 3. ed. New York: McGraw-Hill, 1954.

MOLINA, M. J.; ROWLAND, F. S. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom catalysed destruction of ozone. **Nature**, California, v. 249, p. 810-812, 1974.

PATANKAR, S.V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1980.

PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA- PROCEL. **Programa de combate ao desperdício de energia elétrica**. [S.l.]: Eletrobrás, 1998. Disponível em: <<http://www.eletrobras.gov.br/procel>>. Acesso em: 20 maio 2009

SILVA, L.W. **Caracterização da transferência de calor em evaporadores roll-bond**. 1998. 199 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1998.

WALTRICH, P. J. **Análise e otimização de evaporadores de fluxo acelerado aplicados a refrigeração doméstica**. 2008. 203 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

Apêndice I

Dados Geométricos e Propriedades Termofísicas

Evaporador

Material: Alumínio

Dimensões

Altura: 48 cm

Largura: 30 cm

Espessura: 1,5 mm

Volume Interno: 0,14 litros

Comprimento do Canal: 4,568 m

Propriedades Termofísicas

Massa Específica: 2700 kg/m³

Calor Específico: 879 J/kgK

Condutividade Térmica: 229 W/mK

Emissividade: 0,90

Gabinete

Dimensões

Altura Externa: 1,435 m

Altura Interna: 1,343 m

Largura Externa: 0,510 m

Largura Interna: 0,476 m

Profundidade Externa: 0,473 m

Profundidade Interna: 0,400 m

Espessura do Revestimento Externo: 0,6 mm

Espessura do Revestimento Interno: 4,0 mm

Espessura Média do Isolamento:

Região Superior: 37,4 mm

Região Lateral: 36,4 mm

Região Posterior: 47,0 mm

Região Inferior: 39,0 mm

Região da Porta: 47,0 mm

Comprimento da Gaxeta: 3,44 m

Distância do Evaporador à Superfície Lateral Esquerda: 50,0 mm

Distância do Evaporador à Superfície Superior: 40,0 mm

Propriedades Termofísicas

Revestimento Externo (Aço Carbono):

Massa Específica: 7850 kg/m³

Calor Específico: 477 J/kgK

Condutividade Térmica: 50 W/mK

Emissividade: 0,90

Isolamento (Poliuretano Expandido)

Massa Específica: 29,4 kg/m³

Calor Específico: 1200 J/kgK

Condutividade Térmica:

Região Superior: 0,020 W/mK

Região Lateral: 0,020 W/mK

Região Posterior: 0,020 W/mK

Região Inferior: 0,020 W/mK

Região da Porta: 0,020 W/mK

Revestimento Interno (Poliestireno Alto Impacto)

Massa Específica: 1050 kg/m³

Calor Específico: 1350 J/kgK

Condutividade Térmica: 0,16 W/mK

Emissividade: 0,90

Apêndice II

Equações para o Cálculo dos Fatores de Forma

Os fatores de forma F_{ij} apresentados no itens II.1 a II.4 são calculados segundo as equações apresentadas por Howell (2001) e aqueles apresentados nos itens II.5 e II.6, são calculados segundo as regras para superfícies divididas.

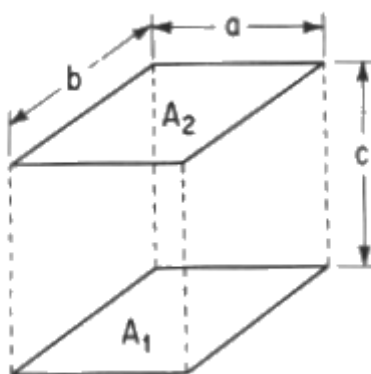
Sabendo-se que,

$$F_{i-j} = F_{j-i} \quad (\text{II.1})$$

então, são calculados os fatores de forma para as paredes abaixo.

II.1. Paredes 1-2 e 4-6

Figura II.1. Fator de forma para superfícies totalmente paralelas.



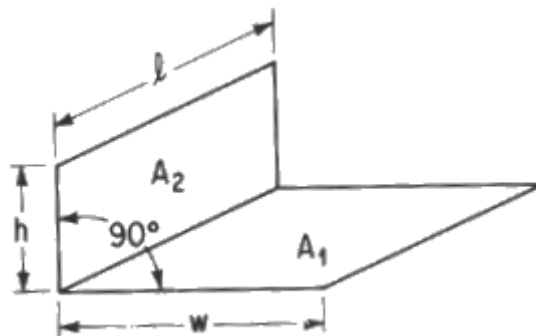
Fonte: (HOWELL, 2001)

$$F_{1-2} = \frac{2}{\pi XY} \left\{ \ln \left[\frac{(1+X^2)(1+Y^2)}{1+X^2+Y^2} \right]^{1/2} + X \sqrt{1+Y^2} \tan^{-1} \frac{X}{\sqrt{1+Y^2}} \right. \\ \left. + Y \sqrt{1+X^2} \tan^{-1} \frac{Y}{\sqrt{1+X^2}} - X \tan^{-1} X - Y \tan^{-1} Y \right\} \quad (\text{II.2})$$

sendo $X=a/c$ e $Y=b/c$

II.2. Paredes 1-3; 1-4; 1-6; 2-3; 2-4; 2-5; 2-6; 3-4 e 3-6

Figura II.2 - Fator de forma para superfícies perpendiculares.



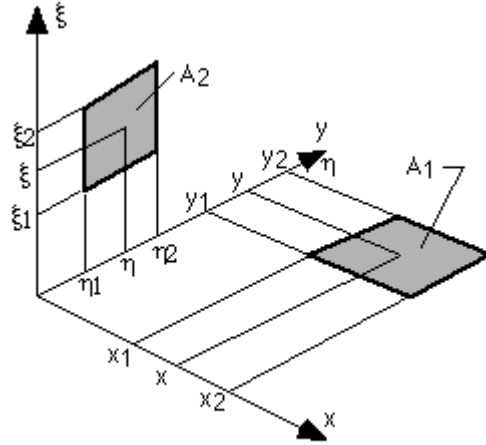
Fonte: (HOWELL, 2001)

$$F_{1-2} = \frac{1}{W\pi} \left\{ W \tan^{-1} \frac{1}{W} + H \tan^{-1} \frac{1}{H} - \sqrt{H^2 + W^2} \tan^{-1} \sqrt{\frac{1}{H^2 + W^2}} \right. \\ \left. + \frac{1}{4} \ln \left\{ \frac{(1+W^2)(1+H^2)}{1+W^2+H^2} \left[\frac{W^2(1+W^2+H^2)}{(1+W^2)(W^2+H^2)} \right]^{W^2} \left[\frac{H^2(1+H^2+W^2)}{(1+H^2)(H^2+W^2)} \right]^{H^2} \right\} \right\} \quad (\text{II.3})$$

sendo $H=h/l$ e $W=w/l$

II.3. Paredes 1-9; 2-9; 4-9 e 6-9

Figura II.3 - Fator de forma para superfícies perpendiculares sem cantos em comum.



Fonte: (HOWELL, 2001)

$$F_{1-2} = \frac{1}{(x_2 - x_1)(y_2 - y_1)} \sum_{l=1}^2 \sum_{k=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^2 \left[(-1)^{(i+j+k+l)} G(x_i, y_j, \eta_k, \xi_l) \right] \quad (\text{II.4})$$

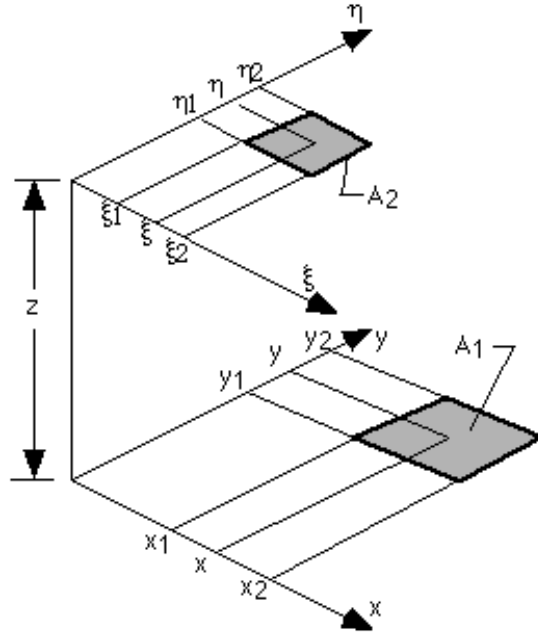
$$G = \frac{1}{2\pi} \left\{ \begin{aligned} & (y - \eta)(x^2 + \xi^2)^{1/2} \tan^{-1}(K) \\ & - \frac{1}{4} \left[(x^2 + \xi^2) \ln(1 + K^2) - (y - \eta)^2 \ln \left(1 + \frac{1}{K^2} \right) \right] \end{aligned} \right\} \quad (\text{II.5})$$

onde,

$$K = \frac{(y - \eta)}{(x^2 + \xi^2)^{1/2}} \quad (\text{II.6})$$

II.4. Paredes 3-5 e 3-9

Figura II.4 - Fator de forma para superfícies paralelas com tamanhos variados.



Fonte: (HOWELL, 2001)

$$F_{1-2} = \frac{1}{(x_2 - x_1)(y_2 - y_1)} \sum_{l=1}^2 \sum_{k=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^2 [(-1)^{(i+j+k+l)} G(x_i, y_j, \eta_k, \xi_l)] \quad (\text{II.7})$$

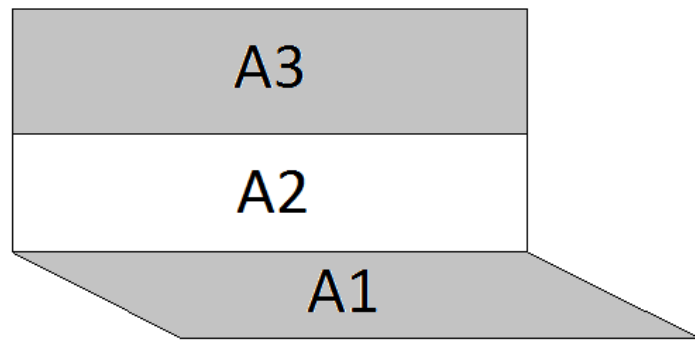
$$G = \frac{1}{2\pi} \left(\begin{aligned} & (y - \eta) [(x - \xi)^2 + z^2]^{1/2} \tan^{-1} \left\{ \frac{y - \eta}{[(x - \xi)^2 + z^2]^{1/2}} \right\} \\ & + (x - \xi) [(y - \eta)^2 + z^2]^{1/2} \tan^{-1} \left\{ \frac{x - \xi}{[(y - \eta)^2 + z^2]^{1/2}} \right\} \\ & - \frac{z^2}{2} \ln [(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2 + z^2] \end{aligned} \right) \quad (\text{II.8})$$

II.5. Parede 1-5

Utilizando-se a regra de superfícies compostas para o calculo do fator de forma, temos a equação abaixo,

$$A_j F_{(j)i} = \sum_{k=1}^n A_k F_{ki} \quad (\text{II.9})$$

Figura II.5 - Fator de forma para superfícies divida entre A1 e A3.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Pela equação acima conseguimos determinar o fator de forma de A1 com A3 da Fig. II.5. Assim temos,

$$A_1 F_{1-(2,3)} = A_1 F_{1-2} + A_1 F_{1-3} \quad (\text{II.10})$$

$$F_{1-3} = F_{1-(2,3)} - F_{1-2} \quad (\text{II.11})$$

II.6. Paredes 4-5 e 5-6

Do mesmo modo que o fator de forma entre as paredes 1 e 5 foram calculados, podemos determinar o fator de forma entre as superfícies A_1+A_3 com a A_2 utilizando a Eq. (II.9), assim temos,

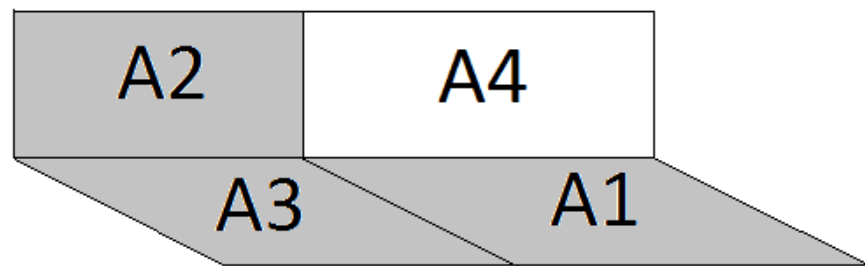
$$A_{(3,1)}F_{(3,1)-2} = A_3F_{3-2} + A_1F_{1-2} \quad (\text{II.12})$$

o fator de forma de (3+1) com 2 é dado pela Eq. (II.12), precisamos então do fator de forma de 1 com 2 assim,

$$A_{(1,3)}F_{(1,3)-(2,4)} = A_1F_{1-2} + A_1F_{1-4} + A_3F_{3-2} + A_3F_{3-4} \quad (\text{II.13})$$

$$F_{1-2} = \frac{1}{2A_1} [A_{(1,3)}F_{(1,3)-(2,4)} - A_1F_{1-4} - A_3F_{3-2}] \quad (\text{II.14})$$

Figura II.6 - Fator de forma para superfícies dividida entre A_1+A_3 com A_2 .



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Substituindo Eq. (II.14) na Eq. (II.13), temos

$$A_{(3,1)}F_{(3,1)-2} = A_3F_{3-2} + A_1 \frac{1}{2A_1} [A_{(1,3)}F_{(1,3)-(2,4)} - A_1F_{1-4} - A_3F_{3-2}] \quad (\text{II-15})$$

$$A_{(3,1)}F_{(3,1)-2} = \frac{1}{2A_{31}} [A_3F_{3-2} + A_{(1,3)}F_{(1,3)-(2,4)} - A_1F_{1-4}] \quad (\text{II-16})$$

A seguir são apresentados os fatores de forma obtidos pelo modelo. A Tabela II.1 mostra os fatores de forma de todas as paredes do gabinete e do evaporador, onde os resultados mostrados como zero não possui fator de forma com determinada superfície.

Tabela II.1 - Fatores de forma para todas as paredes do gabinete e do evaporador.

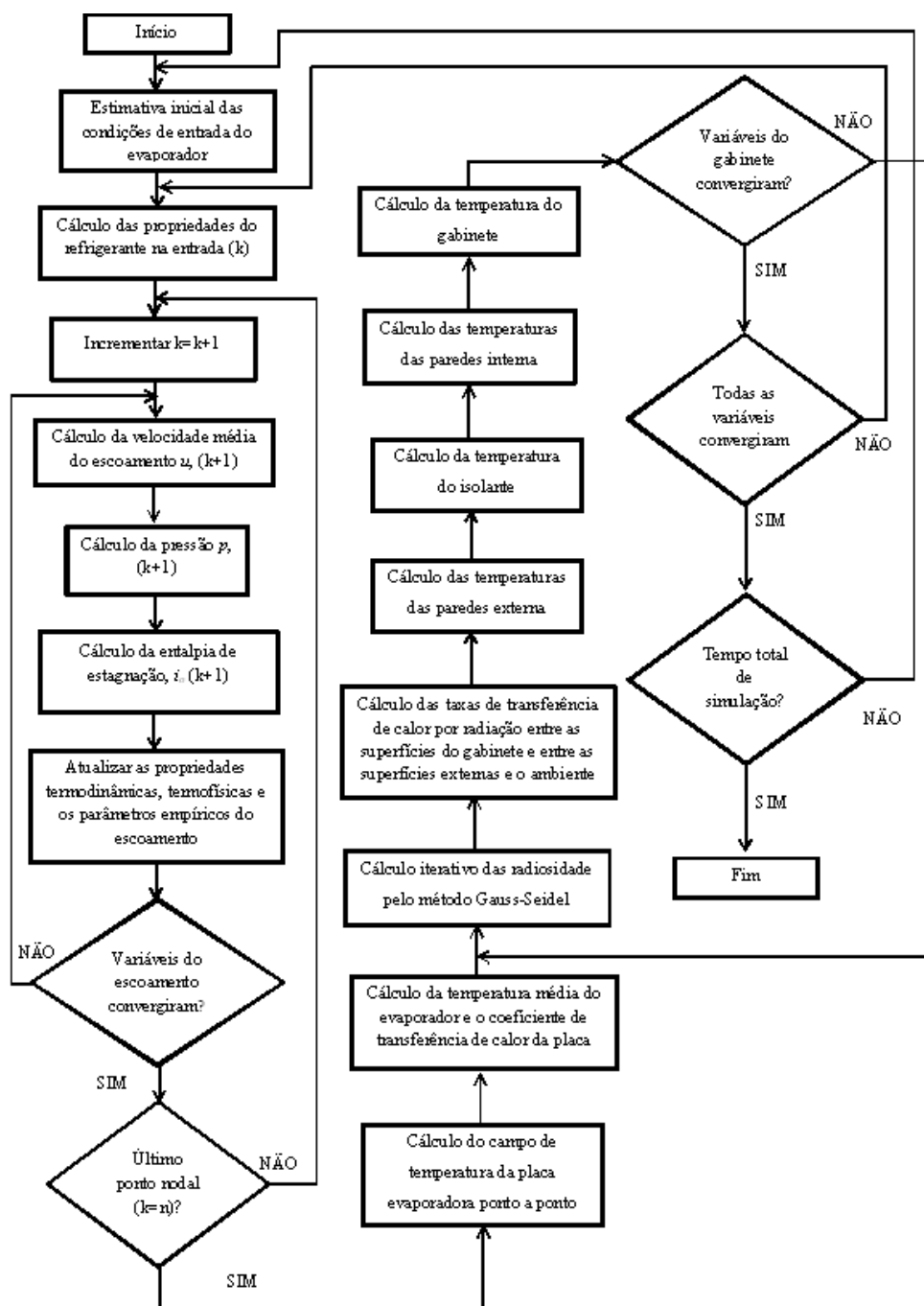
Parede	Fator de Forma								
1	0,0000	0,0987	0,2617	0,2230	0,0322	0,2230	0,0000	0,0000	0,1253
2	0,0983	0,0000	0,2613	0,2230	0,2500	0,2230	0,0000	0,0000	0,0069
3	0,0777	0,0778	0,0000	0,2352	0,2354	0,2353	0,0000	0,0000	0,0835
4	0,0788	0,0791	0,2799	0,0000	0,1467	0,8862	0,0000	0,0000	0,0504
5	0,0156	0,1215	0,3842	0,2011	0,0000	0,1467	0,0000	0,0000	0,0000
6	0,0788	0,0791	0,2799	0,8862	0,1070	0,0000	0,0000	0,0000	0,0671
7	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	1,0000	0,0000
8	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	1,0000	0,0000	0,0000
9	0,1651	0,0092	0,3709	0,1880	0,0000	0,2504	0,0000	0,0000	0,0000

Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Apêndice III

Estrutura do Programa Computacional

Figura III.1 - Fluxograma do programa utilizado no presente trabalho.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Apêndice IV

Equações Constitutivas

As equações constitutivas para o cálculo dos parâmetros: F_z , α , h_i , h_e , $h_{i,l}$, $h_{e,l}$, necessárias para se obter a solução do sistema de equações governantes, geralmente, são de base empírica ou são estabelecida segundo modelos semi-empíricos. Essas equações são obtidas a partir de medições de vazão, pressão e temperatura ao longo de escoamentos com ou sem mudança de fase, com convecção forçada ou convecção natural. Tais equações e modelos são apresentados nos próximos subitens

IV.1. Queda de Pressão Devido ao Atrito

- **Região Monofásica**

A força por unidade de volume em razão do atrito entre o fluido refrigerante e a parede do canal, F_z , é calculada por

$$F_z = \frac{dp_F}{dz} = f_v \frac{G^2}{2\rho d} \quad (\text{IV.1})$$

na qual f_v é o fator de atrito de Darcy determinada pela correlação de Churchill (1977) dada por

$$f_v = 8 \left\{ \left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \left[2,457 \ln \left[\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\xi}{d} \right]^{-1} + \frac{37530}{\text{Re}} \right]^{-24} \right\}^{1/12} \quad (\text{IV.2})$$

na qual ξ é a rugosidade da parede interna do tubo [m], $Re = Gd / \mu$ é o número de Reynolds e μ é a viscosidade dinâmica do refrigerante [Pas]. A correlação de Churchill (1977) é válida para os regimes laminar, de transição e turbulento.

- **Região Bifásica**

Esse modelo apresenta bons resultados para o cálculo da fração de vazio quando $(\rho_l/\rho_v) < 10$ ou $G > 2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Caso essas condições não forem atendidas o modelo homogêneo apresenta um desvio de 5 a 10% no cálculo da massa específica da mistura. Na região de escoamento bifásico a força de atrito por unidade de volume, F_z , é calculada por

$$F_z = \frac{dp_F}{dz} = f_b \frac{G^2}{2\rho d_i} \quad (\text{IV.3})$$

na qual f_b é o fator de atrito no escoamento bifásico e ρ é a massa específica da mistura $[\text{kg/m}^3]$, $\rho = (1-\alpha) \rho_l + \alpha \rho_v$.

O termo $F_z = (dp/dz)_F$ nos escoamentos bifásicos, frequentemente é calculado em função de multiplicadores bifásicos, ϕ_k^2 , como

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_l^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fl} \quad (\text{IV.4})$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_v^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fv} \quad (\text{IV.5})$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_{lo}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Flo} \quad (\text{IV.6})$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_{vo}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fvo} \quad (\text{IV.7})$$

nas quais os índices inferiores indicam:

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

Fv: o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de vapor à vazão em massa $\dot{m}_v = [GxA]$;

Flo: o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de líquido à vazão em massa total $\dot{m}_l = [GA]$;

Fvo: o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de vapor à vazão em massa total $\dot{m}_v = [GA]$;

Observa-se nas Eqs. (IV.4) a (IV.7) que os multiplicadores bifásicos são fatores de correção que aplicados ao gradiente de pressão devido ao atrito no escoamento monofásico, permitem o calcular a queda de pressão devido ao atrito no escoamento bifásico.

Os gradientes de pressão no escoamento monofásico nas Eqs. (IV.4) a (IV.7) são, respectivamente, dados por

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fl} = \frac{f_l G^2 (1-x)^2}{2d_i \rho_l} \quad (\text{IV.8})$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fv} = \frac{f_v G^2 x^2}{2d_i \rho_v} \quad (\text{IV.9})$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Flo} = \frac{f_{lo} G^2}{2d_i \rho_l} \quad (\text{IV.10})$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fvo} = \frac{f_{vo} G^2}{2d_i \rho_v} \quad (\text{IV.11})$$

nas quais os fatores de atrito: f_l , f_v , f_{lo} , f_{vo} , são calculados utilizando-se a Eq. (IV.3), com as respectivas propriedades físicas e com os números de Reynolds, respectivamente, dados por

$$Re_l = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l} \quad (IV.12)$$

$$Re_v = \frac{Gxd_i}{\mu_v} \quad (IV.13)$$

$$Re_{lo} = \frac{Gd_i}{\mu_l} \quad (IV.14)$$

$$Re_{vo} = \frac{Gd_i}{\mu_v} \quad (IV.15)$$

nas quais μ_l e μ_v são, respectivamente, as viscosidade dinâmica do refrigerante nas fases de líquido e de vapor [Pa.s].

Um grande número de modelos e/ou correlações para o cálculo da queda de pressão devido ao atrito em escoamentos bifásicos é encontrado na literatura. A seguir apresentam-se alguns modelos/correlações, que foram testados neste trabalho.

(a) Usando a viscosidade do líquido no cálculo de f_b :

Neste caso, o fator de atrito f_b , é assumido igual àquele que ocorreria caso o escoamento fosse somente de líquido com o fluxo de massa igual ao fluxo de massa total, G . Esse fator de atrito, denotado por f_{lo} , é calculado pela correlação de Churchill (1977), Eq. (IV.2), com número de Reynolds definido pela Eq. (IV.14).

(b) Usando a viscosidade bifásica média no cálculo de f_b :

Neste caso, o fator de atrito f_b , é também assumido igual à f_{lo} , que é calculado pela correlação de Churchill (1977), Eq.(IV.2), mas desta vez usando uma viscosidade bifásica média, $\bar{\mu}$, na definição de número de Reynolds, isto é: $Re=Gd/\bar{\mu}$. A relação entre $\bar{\mu}$ e o título x deve

ser escolhida de tal forma que satisfaça as condições: (i) se $x=0$, então $\bar{\mu} = \mu_l$; (ii) se $x=1$, então $\bar{\mu} = \mu_v$.

De acordo com Collier e Thome (1981), as possíveis correlações para o cálculo de $\bar{\mu}$ são:

(a) McAdams, Woods e Heroman (1942)

$$\frac{1}{\bar{\mu}} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{(1-x)}{\mu_l} \quad (\text{IV.16})$$

(b) Cicchitti et al. (1960)

$$\bar{\mu} = x\mu_l + (1-x)\mu_v \quad (\text{IV.17})$$

(c) Dukler, Wicks e Cleveland (1964)

$$\bar{\mu} = \mu_v \frac{x\rho}{\rho_v} + \mu_l \frac{(1-x)\rho}{\rho_l} \quad (\text{IV.18})$$

(d) Beattie e Whalley (1981)

$$\bar{\mu} = \mu_v \rho + \mu_l (1-\rho)(1+2,5\rho) \quad (\text{IV.19})$$

(e) Correlação de Friedel (1979)

Essa correlação utiliza o multiplicador bifásico considerando-se que o escoamento seja apenas de líquido, definido como,

$$\phi_{lo}^2 = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \left(\frac{f_{vo}}{f_{lo}} \right) + \frac{3,24 \left[x^{0,78} (1-x)^{0,224} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,7} \right]}{\overline{Fr}^{0,045} We_l^{0,035}} \quad (IV.20)$$

na qual $\overline{Fr}$ é o numero de Froude homogêneo definido como

$$\overline{Fr} = \frac{G^2}{gd_i \rho^2} \quad (IV.21)$$

e We_l é o número de Webber da fase líquida, dado por

$$We_l = \frac{G^2 d}{\sigma \rho} \quad (IV.22)$$

A correlação de Friedel (1979) aplica-se para escoamentos verticais ascendentes e escoamentos horizontais e sua utilização é desaconselhável quando $(\mu_l/\mu_v) > 1000$.

(f) Correlação de Gronnerud (1979)

A correlação de Gronnerud (1979) foi desenvolvida especificamente para fluidos refrigerantes e é dada por

$$\phi_l^2 = 1 + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} \left\{ \left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{-0,25} \right] - 1 \right\} \quad (IV.23)$$

na qual

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} = f_{Fr} \left[x + 4(x^{1,8} - x^{10} f_{Fr}^{0,5}) \right] \quad (IV.24)$$

sendo f_{Fr} o fator de atrito calculado com base no valor do número de Froude para o escoamento somente de líquido, definido como

$$f_{Fr}=1, \text{ para } Fr_{lo} \geq 1 \text{ e } f_{Fr} = Fr_{lo}^{0,3} + 0,055 \ln \left(\frac{1}{Fr_{lo}} \right)^2, \text{ para } Fr_{lo} < 1 \quad (\text{IV.25})$$

na qual Fr_{lo} é dado por

$$Fr_{lo} = \frac{G^2}{gd\rho_l^2} \quad (\text{IV.26})$$

(g) Correlação de Lin et al. (1991)

Lin et al. realizou um experimento em tubos capilares para o refrigerante R-12 e obteve a seguinte correlação para o multiplicador bifásico considerando que o refrigerante escoava apenas como líquido,

$$\phi_{lo}^2 = \left\{ \frac{\ln \left[\left(\frac{7}{Re_{lo}} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\xi}{d_i} \right]}{\ln \left[\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\xi}{d_i} \right]} \right\}^{16} \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right] \quad (\text{IV.27})$$

na qual Re é definido como $Re = Gd/\bar{\mu}$. A correlação de Lin et al. (1991) é válida na faixa de Reynolds de $4,64 \times 10^3$ a $3,76 \times 10^4$.

IV.2. Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção entre o Fluido Refrigerante e a Parede do Canal, h_i

- **Região Monofásica**

Para o coeficiente de transferência de calor na região superaquecida usa-se a correlação de Gnielinski (1976), dada por

$$\frac{h_i d}{k} = \frac{(f_v / 8)(Re_d - 1000) Pr}{1 + 12,7(f / 8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (IV.28)$$

na qual o fator de atrito de Darcy, f_v , é calculado pela Eq. (IV.2). A Equação (IV.28) é válida para a faixa de número de Reynolds de $2,3 \times 10^3$ a 5×10^5 e para números de Prandtl $Pr = c_p \mu / k$ maiores do que 0,5.

- **Região Bifásica**

- (a) **Correlação de Jabardo, Bandarra Filho e Lima (1999)**

Essa correlação para o coeficiente de transferência de calor, desenvolvida para a ebulição convectiva de fluidos refrigerantes halogenados ao longo de tubos horizontais, é dado por

$$h_i = h_l (1 + 125 X_{tt}^{-0,65} Bo^{0,3} Fr^{0,5}) \quad Fr < 0,1 \quad (IV.29)$$

$$h_i = h_l (1 + 40 X_{tt}^{-0,65} Bo^{0,3}) \quad Fr \geq 0,1 \quad (IV.30)$$

na qual h_l é o coeficiente de transferência de calor por convecção considerando apenas a fase líquida, Bo é o parâmetro evaporativo (*boiling number*) e Fr é o número de Froude definidos respectivamente, como

$$Bo = \frac{q''}{G h_{lv}} \quad (IV.31)$$

$$Fr = \frac{u^2}{gd} \quad (IV.32)$$

sendo h_l calculado por uma variação da correlação de Dittus e Boelter (1930)

$$h_l = \frac{k_l}{D_h} (0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4}) \quad (IV.33)$$

na qual k_l é a condutividade térmica do líquido [W/mK], Re_l é o numero de Reynolds da fase líquida, D_h é o diâmetro hidráulico do canal do evaporador e Pr_l é o número de Prandtl do líquido, respectivamente, dados por

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (IV.34)$$

$$Pr_l = \frac{c_{pl} \mu_l}{k_l} \quad (IV.35)$$

na qual μ_l é a viscosidade dinâmica [Ns/m²] da fase líquida e c_{pl} o calor específico a pressão constante da fase líquida [J/kgK].

Os fluidos refrigerantes testados por Jabardo, Bandarra Filho e Lima (1999) foram CFC-12, HFC-134a e HCFC-22 as condições de operações foram $7,04 \leq d \leq 10,92$ mm, $1,9 \leq q'' \leq 40$ kW/m², $50 \leq G \leq 500$ kg/m²s, $5 \leq x \leq 95$ % e $-15 \leq T_{sat} \leq 20$ °C.

(b) Kandlikar (1991)

Kandlikar (1991) desenvolveu uma correlação estritamente empírica dada por

$$h_i = h_l \left\{ 1,136 Co^{-0,9} (25 Fr)^{C_1} \right\} + (667,2 Bo^{0,7} F_{fl}) \quad (IV.36)$$

na F_{fl} é um coeficiente que depende do fluido, apresentado na Tab. IV.1, e Co é o número convectivo (*convective number*)

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad (IV.37)$$

A correlação de Kandlikar (1991) é válida para as condições: $15 \leq G \leq 8180 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $1,2 \leq q'' \leq 2000 \text{ kW/m}^2$ e $0,1 \leq x \leq 95\%$.

Tabela IV.1 Valor do coeficiente F_{fl} para cada fluido (Kandlikar, 1991)

Fluido	F_{fl}
Água	1
CFC-11	1,3
CFC-12	1,5
CFC-13B1	1,31
HCFC-22	2,2
CFC-113	1,3
CFC-114	1,24
HFC-152a	1,1
HCF-134a	1,63

IV.3. Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção entre o Evaporador e o Ambiente Interno do Gabinete, h_e

Para o coeficiente de transferência de calor entre a placa evaporadora e o ar no interior do gabinete têm-se duas correlações para placa vertical isotérmica: Churchill e Chu (1975) e Alamdari e Hammond (1983).

O coeficiente de transferência de calor externo dado pelas correlações de Churchill e Chu (1975) e Alamdari e Hammond (1983) é calculado neste trabalho para a temperatura média da placa, pois tais correlações são válidas para placas isotérmicas.

(a) Correlação de Churchill e Chu (1975)

$$h_e = \frac{k}{H} \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_H^{1/6}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (IV.38)$$

na qual Ra_H é o número de Rayleigh calculado com base na altura da placa evaporadora, H , como

$$Ra_H = \frac{g\beta(T_\infty - T_e)H^3}{\nu\alpha} \quad (IV.39)$$

A correlação de Churchill e Chu (1975) é utilizada para placas verticais isotérmicas e é válida para qualquer Ra_H , ou seja, no regime laminar, de transição e turbulento.

(b) Alamdari e Hammond (1983)

$$h_e = \frac{k}{H} \left[\left(0,58 Ra_H^{1/4} \right)^6 + \left(0,11 Ra_H^{1/3} \right)^6 \right]^{1/6} \quad (IV.40)$$

A correlação de Alamdari e Hammond (1983), desenvolvida para placas verticais isotérmicas, também foi calculada com base na altura do evaporador e é válida para qualquer número de Rayleigh, Ra_H , calculado pela Eq. (IV.39).

IV.4. Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção entre as Paredes do Gabinete e os Ambientes Interno e Externo

Os coeficientes de transferência de calor por convecção entre as superfícies verticais externas e internas das paredes do gabinete e os ambientes externos e internos, respectivamente,

também foram calculadas pela correlação de Churchill e Chu (1975), dada pela Eq. (IV.38), com o número de Rayleigh neste caso calculado com base na altura da parede.

Os coeficientes de transferência de calor por convecção entre as superfícies horizontais externas e internas das paredes do gabinete e os ambientes externos e internos, respectivamente, foram calculados pelas correlações de McAdams (1954). Dessa forma, para a superfície horizontal inferior

$$h_e = \frac{k}{L_c} (0,54 Ra_{Lc}^{1/4}) \quad , \quad 10^4 \leq Ra_{Lc} \leq 10^7 \quad (IV.41)$$

$$h_e = \frac{k}{L_c} (0,15 Ra_{Lc}^{1/3}) \quad , \quad 10^7 \leq Ra_{Lc} \leq 10^{11} \quad (IV.42)$$

e para a superfície horizontal superior

$$h_e = \frac{k}{L_c} (0,27 Ra_{Lc}^{1/4}) \quad 10^5 \leq Ra_{Lc} \leq 10^{10} \quad (IV.43)$$

nas quais o número de Rayleigh, Ra_H , é calculado com base no comprimento característico $L_c = A_p/P_p$, sendo A_p a área superficial da parede e P_p o perímetro da parede

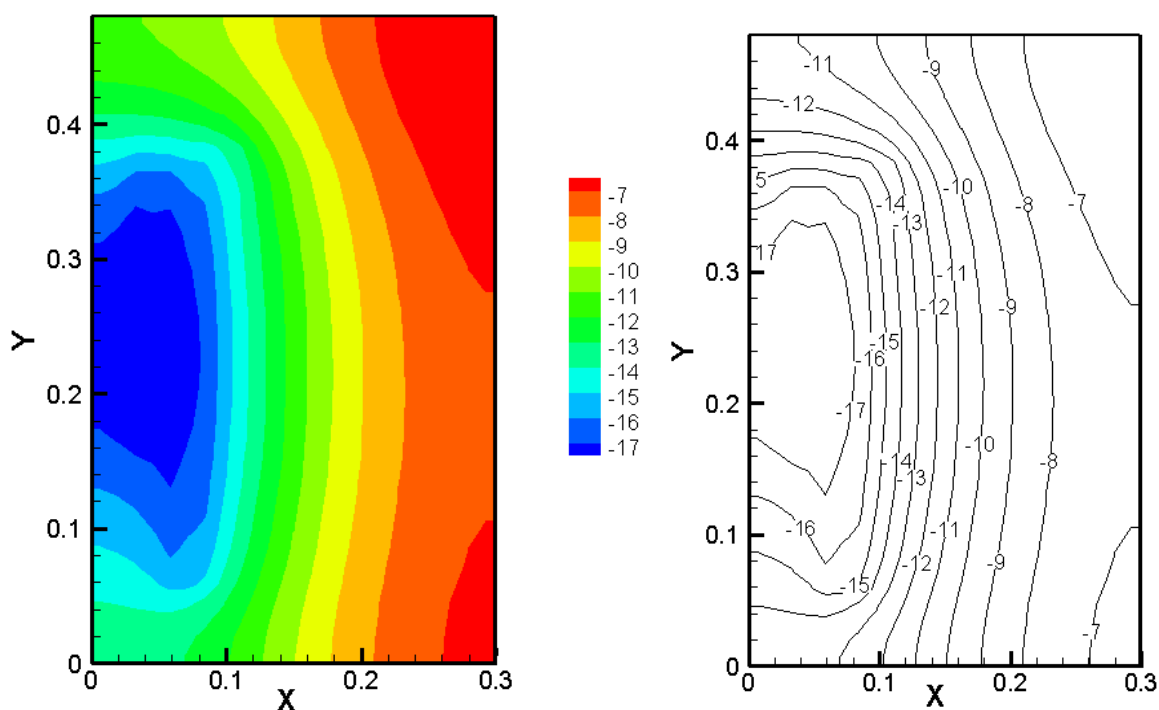
Apêndice V

Resultados Adicionais

Aqui são apresentados alguns campos de temperatura da placa para o Caso 4 (MELO; SILVA; SILVEIRA, 1998) (vide Tab. 4.2), em regime permanente, variando-se a vazão em massa e mantendo os outros parâmetros constante.

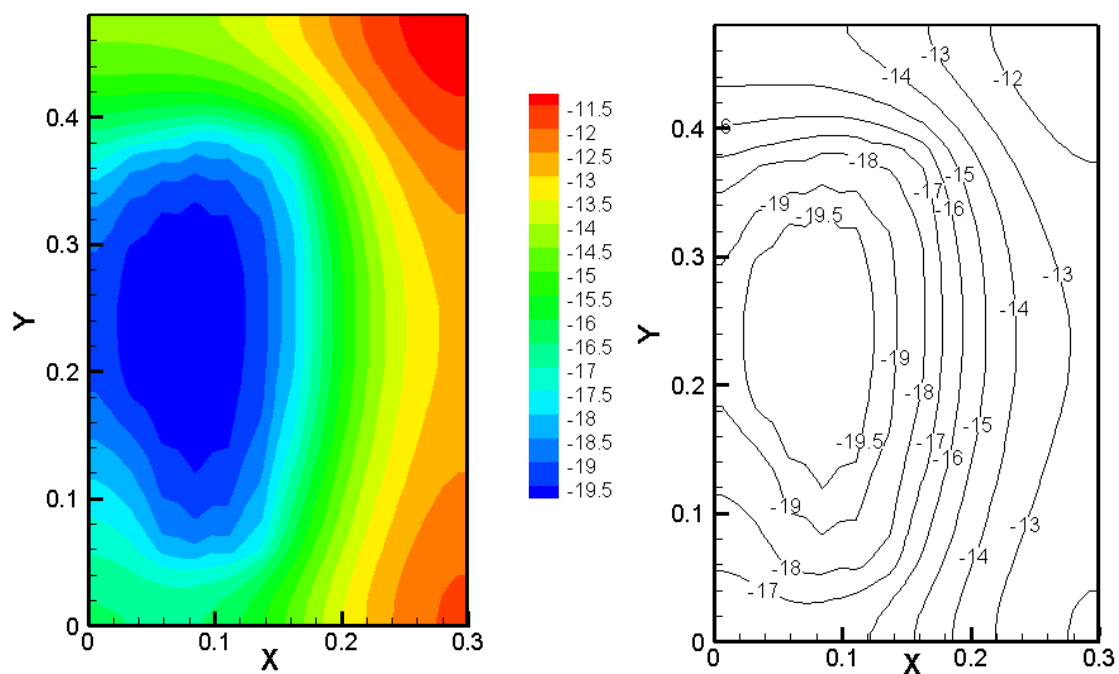
Análise da Influência da Vazão em Massa do Refrigerante

Figura V.1 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: $\dot{m} = 0,40 \text{ kg/h}$.



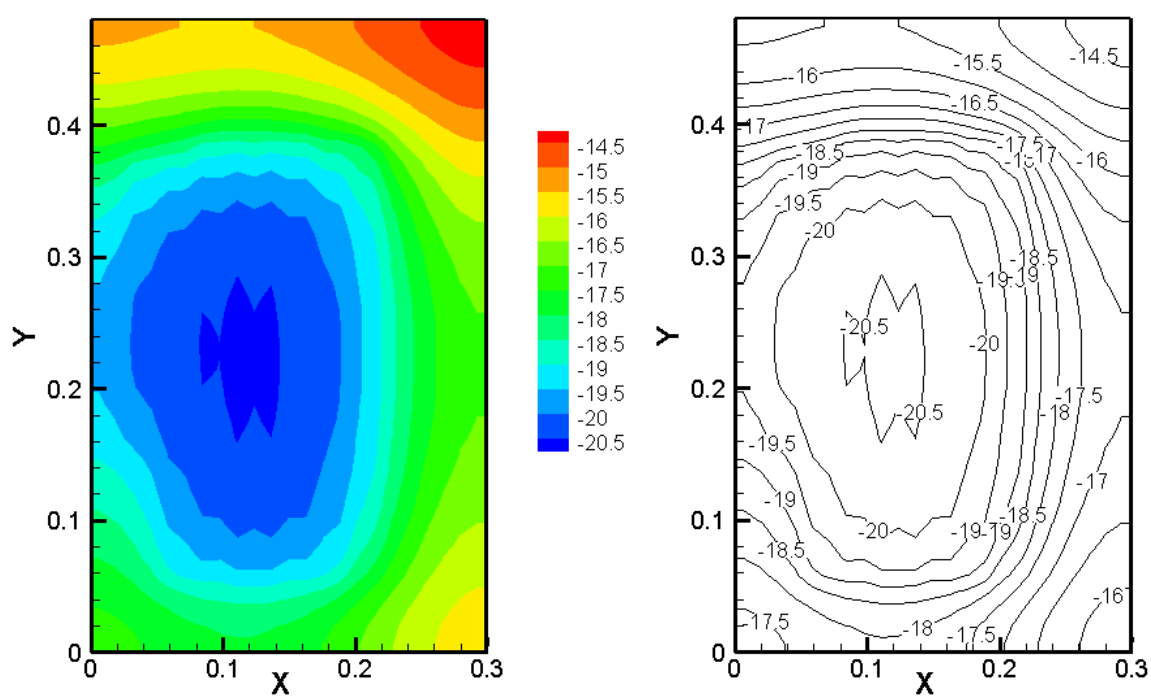
Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura V.2 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora $\dot{m} = 0,50$ kg/h.



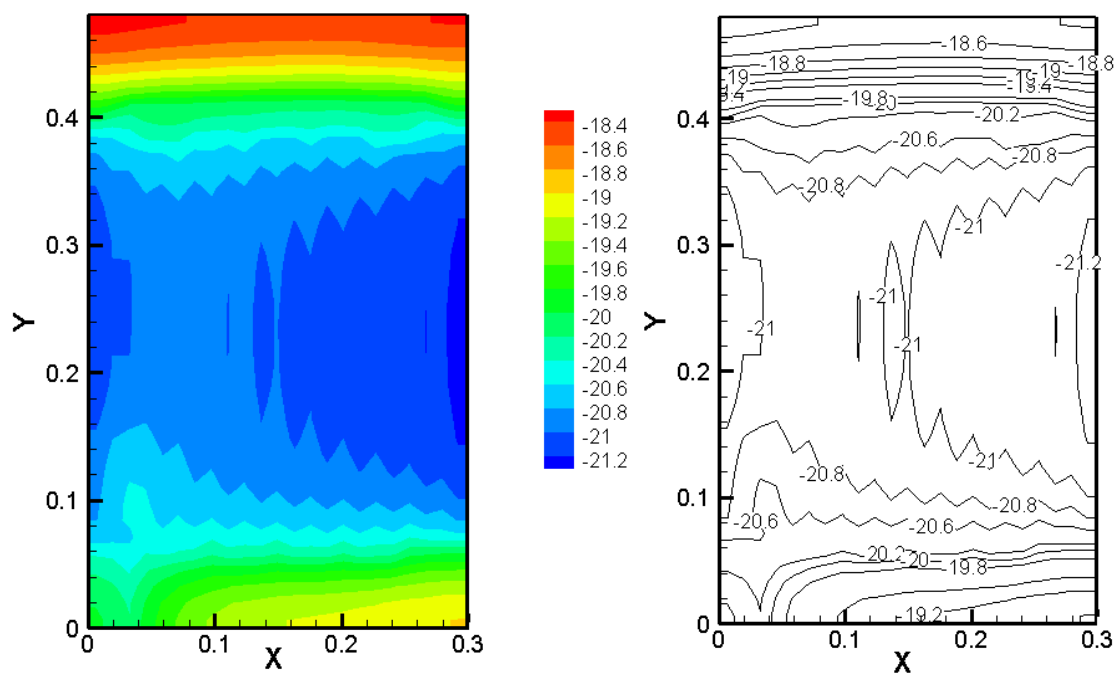
Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura V.3 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: $\dot{m} = 0,55$ kg/h.



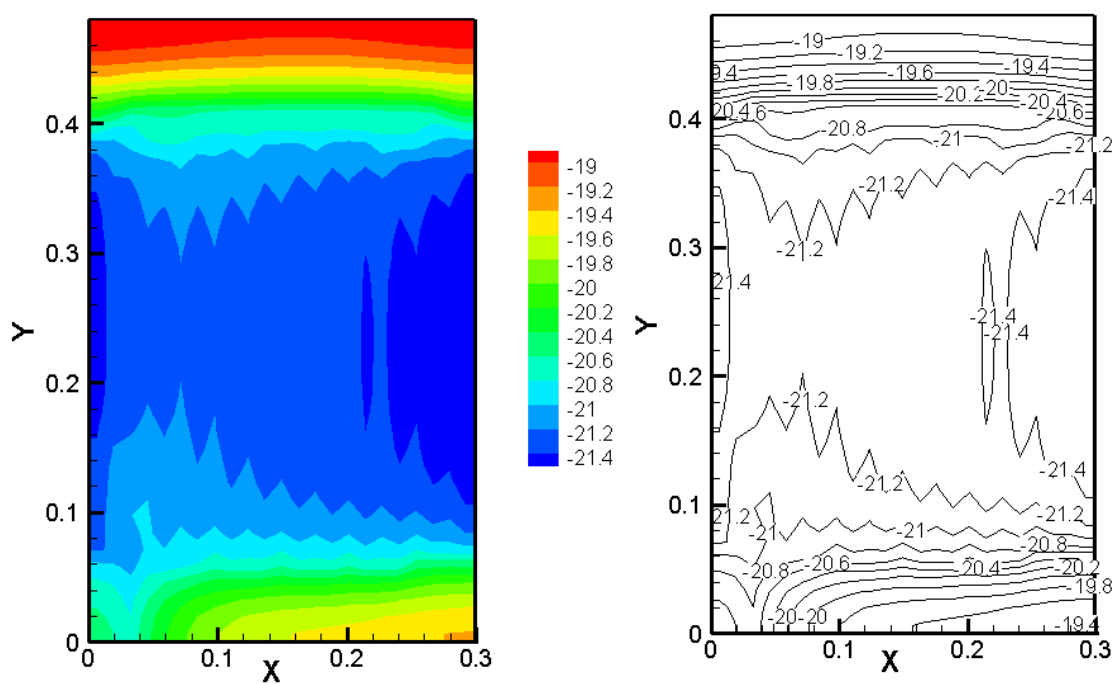
Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura V.4 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: $\dot{m} = 0,80$ kg/h.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)

Figura V.5 - Campo de temperatura e linhas isotérmicas na placa evaporadora: $\dot{m} = 1,53$ kg/h.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011)