



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
Campus de Ilha Solteira

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA "JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
FACULDADE DE ENGENHARIA
CÂMPUS DE ILHA SOLTEIRA

RONIEL DE SOUZA LIMA

ANÁLISE DO DESEMPENHO DE CONDENSADORES DE PARADE-AQUECIDA
USADOS EM REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

Ilha Solteira

2017

RONIEL DE SOUZA LIMA

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE CONDENSADORES DE PARADE-AQUECIDA
USADOS EM REFRIGERADORES DOMÉSTICOS**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia – UNESP – Câmpus de Ilha Solteira, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mécânica.

Áre de Conhecimento: Ciências Térmicas.

Orientador: Prof. Dr. André Luiz Seixlack

Ilha Solteira

2017

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

L732a Lima, Roniel de Souza.
Análise do desempenho de condensadores de parede-aquecida usados em refrigeradores domésticos / Roniel de Souza Lima. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2017
118 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2017

Orientador: André Luiz Seixlack
Inclui bibliografia

1. Condensador de parede aquecida. 2. Refrigerador doméstico. 3. Escoamento bifásico. 4. Análise de desempenho.



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Câmpus de Ilha Solteira

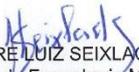
CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

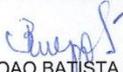
TÍTULO DA DISSERTAÇÃO: ANÁLISE DO DESEMPENHO DE CONDENSADORES DE PAREDE-AQUECIDA USADOS EM REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

AUTOR: RONIEL DE SOUZA LIMA

ORIENTADOR: ANDRE LUIZ SEIXLACK

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


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


Prof. Dr. JOAO BATISTA CAMPOS SILVA
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. RAFAEL SENE DE LIMA
Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Ilha Solteira, 28 de julho de 2017

Dedico,

à minha mãe Helena, ao meu pai Roberto e ao meu irmão Fábio por toda a dedicação, apoio, aconselhamento e ensinamentos morais e de vida.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer ao professor André Luiz Seixlack por ter aceito ser meu orientador, por toda dedicação, ensinamentos e conhecimento compartilhados.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pela bolsa de estudos concedida à mim durante 24 meses.

À minha família que sempre me apoiou durante todo o período de estudos e sempre confiou em minha capacidade e determinação.

À República Litraço, onde morei e compartilhei muitos momentos de alegria, aprendizado, superação e construção pessoal e moral, juntamente com os companheiros Matheus Vince, Marcelo Magrini, Guilherme Padua, João Paulo Roel, Bruno Zaninetti, Matheus Simieli, Daniel Franchin, Fabiano Neves, Leonardo Giro, Igor Juliani, Emerson Avoni e Anderson Parmegiani.

**“Se você for o mais inteligente da sala,
então você está na sala errada.” - Anônimo**

RESUMO

Neste trabalho apresenta-se um modelo distribuído para análise de condensadores do tipo parede aquecida, *hot-wall*, usados em refrigeradores domésticos. Nesse modelo considera-se o escoamento do fluido refrigerante no interior do tubo do condensador e a transferência de calor entre a placa de revestimento externo do refrigerador e o ar ambiente. No modelo, inclui-se também a transferência de calor ao longo da fita de alumínio, usada para fixação do tubo na placa de revestimento externo e a transferência de calor através do isolamento térmico para o interior do compartimento refrigerado. O escoamento no interior do tubo é considerado unidimensional e dividido em três regiões: região monofásica de vapor superaquecido, região bifásica líquido-vapor e região monofásica de líquido sub-resfriado. O escoamento bifásico é analisado segundo o modelo homogêneo, ou seja, considerando condições de equilíbrio térmico e hidrodinâmico entre as fases. Considera-se também a queda de pressão do escoamento no interior do tubo. A fita de alumínio e a placa de revestimento externo são consideradas como aletas com extremidades adiabáticas. As equações do escoamento do fluido refrigerante: conservação da massa, quantidade de movimento e conservação de energia, são resolvidas por integração numérica e a equação de conservação de energia ao longo da fita de alumínio é resolvida pelo método de Volumes Finitos. O sistema de equações algébricas, decorrente do processo de discretização das equações diferenciais, é solucionado iterativamente por substituições sucessivas, ponto a ponto, ao longo do tubo do condensador e da fita de alumínio. Os resultados obtidos são comparados com dados experimentais disponíveis na literatura. Considerando toda a faixa de vazão em massa do fluido refrigerante analisada, 2,52 – 4,32 kg/h, o desvio absoluto médio entre os resultados calculados e os dados experimentais de capacidade do condensador foi de 1,8 %.

Palavras chave: Condensador de parede aquecida. Refrigerador doméstico. Escoamento bifásico. Análise de desempenho.

ABSTRACT

This work presents a distributed model for the analysis of hot-wall condensers used in domestic refrigerators. In this model, the flow of refrigerant inside the condenser tube and the heat transfer between the outer coating plate of the refrigerator and the ambient air are considered. Also included in this model the heat transfer along the aluminum tape used to hold the tube to the outer coating plate and the heat transfer through the thermal insulation into the refrigerated compartment. The flow inside the tube is taken as one-dimensional and divided into three regions: superheated vapor region, two-phase liquid-vapor region and sub-cooled liquid region. The two-phase flow is analyzed according to the homogeneous model, that is, considering conditions of thermal and hydrodynamic equilibrium between the phases. It is also considered the pressure drop of the flow inside the tube. The aluminum tape and the outer coating plate are considered as fins with adiabatic ends. The equations of the refrigerant flow: mass conservation, momentum and energy conservation, are solved by numerical integration and the energy conservation equation along the aluminum tape is solved by the Finite Volume method. The set of algebraic equations, resulting from the discretization process of the differential equations, is solved iteratively by successive iterations, point-to-point along the condenser tube and the aluminum tape. The results obtained are compared with experimental data available in the literature. Considering whole range of refrigerant mass flow rate analyzed, 2.52 - 4.32 kg/h, the mean absolute deviation between the calculated results and the experimental condenser capacity data was 1.8%.

Keywords: Hot-wall condenser. Domestic refrigerator. Two-phase flow. Performance analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figure 1 - Esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.....	19
Figura 2 - Condensador arame-sobre-tubo utilizado em refrigeradores domésticos.....	21
Figura 3 - Esquema de um condensador de parede aquecida: (a) posição da serpentina em relação ao gabinete; (b) seção transversal da parede do refrigerador.....	22
Figura 4 - Representação esquemática da transferência de calor em um condensador de parede aquecida.....	23
Figura 5 - Escoamento horizontal com condensação (CAREY,1992).....	24
Figura 6 - Freezer horizontal com condensador e evaporador de parede aquecida.....	27
Figure 7 – Representação esquemática do modelo de Bansal e Chin (2002): (a) vista da seção de um elemento do tubo do condensador de parede aquecida e direção do fluxo de calor; (b) balanço de energia e condições de contorno ao longo da parede externa.	28
Figure 8 - Vista da seção transversal de uma unidade elementar do modelo de Gupta e Gopal (2008).	29
Figura 9 – Representação esquemática do balanço de energia em um volume de controle elementar na parede aquecida do condensador. Modelo de contato direto de Labigalini (2013).	31
Figura 10 – Representação esquemática do balanço de energia em um volume de controle elementar na parede aquecida. Modelo de placa bidimensional de Labigalini (2013).....	31
Figura 11 - Processo de condensação esquematizado em um diagrama p-h.....	35
Figura 12 - Balanço de massa em um volume de controle elementar.	37
Figura 13 - Balanço de quantidade de movimento linear em um volume de controle elementar.	38
Figura 14 - Balanço de energia em um volume de controle elementar no interior do tubo do condensador.....	39
Figura 15 – Esquema da unidade elementar do condensador adotada no modelo.	41
Figura 16 - Detalhamento do modelo de aletas para uma unidade elementar.....	42
Figura 17 - Balanço de energia do trecho 0-1.	42
Figura 18 - Balanço de energia do trecho 1-2.	44
Figura 19 - Balanço de energia do trecho 2-3.	45
Figura 20 - Condições de início e fim da região de saturação.....	47
Figura 21 – Malha computacional ao longo do tubo do condensador.....	59
Figura 22 – Malha computacional unidimensional ao longo da fita de alumínio.	61

Figura 23 – Unidade elementar com as temperaturas nas interfaces.....	65
Figura 24 - Balanços de energia para o cálculo das temperaturas: (a) T_{if} , (b) T_{12} , (c) T_{23} e (d) T_{ff}	65
Figura 25 – Fluxograma do algoritmo numérico para o modelo proposto.....	67
Figura 26 – Capacidades térmicas do condensador medidas em função da vazão em massa do fluido refrigerante.....	70
Figura 27 – Influência do refinamento da malha computacional: distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do condensador.	72
Figura 28 – Influência do refinamento da malha computacional: perfis de temperatura na região líquida.	73
Figura 29 – Influência do refinamento da malha computacional: distribuições de pressão ao longo do tubo do condensador.....	73
Figure 30 - Comparação entre as capacidades do condensador calculadas (Caso 1 e 2) e medidas (BANSAL e CHIN, 2002).....	80
Figure 31 - Comparação entre as capacidades do condensador calculadas (Caso 3 e 4) e medidas (BANSAL e CHIN, 2002).....	80
Figura 32 - Capacidade do condensador em função da vazão em massa de refrigerante - Caso 2.....	81
Figura 33 - Capacidade do condensador em função da vazão em massa de refrigerante - Caso 3.....	81
Figura 34 – Capacidade do condensador em função da vazão em massa de refrigerante - Casos 1 e 2.	83
Figura 35 – Capacidade do condensador em função da vazão em massa de refrigerante – Casos 3 e 4.....	83
Figura 36 – Capacidade do condensador em função do fluxo de massa e da temperatura de entrada do refrigerante.....	85
Figura 37 - Queda de pressão do refrigerante em função do fluxo de massa e da temperatura de entrada do refrigerante.	85
Figura 38 – Grau de sub-resfriamento em função do fluxo de massa e da temperatura de entrada do refrigerante.....	86
Figura 39 - Capacidade do condensador em função do fluxo de massa de refrigerante e da temperatura do ambiente externo.	87
Figura 40 - Queda de pressão ao longo do condensador em função do fluxo de massa de refrigerante e da temperatura do ambiente externo.	87

Figure 41 - Grau de sub-resfriamento em função do fluxo de massa de refrigerante e da temperatura do ambiente externo.	88
Figure 42 - Capacidade do condensador em função do fluxo de massa de refrigerante e da temperatura do compartimento refrigerado.	89
Figura 43 - Queda de pressão ao longo do condensador em função do fluxo de massa de refrigerante e da temperatura do compartimento refrigerado.	89
Figura 44 - Grau de sub-resfriamento em função do fluxo de massa de refrigerante e da temperatura do compartimento refrigerado.	89
Figura 45 - Capacidade do condensador em função do fluxo de massa de refrigerante e do diâmetro interno do tubo do condensador.	89
Figura 46 - Queda de pressão do refrigerante em função do fluxo de massa de refrigerante e do diâmetro interno do tubo do condensador.	89
Figura 47 - Grau de sub-resfriamento em função do fluxo de massa de refrigerante e da temperatura do compartimento refrigerado.	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características geométricas e propriedades do condensador de parede aquecida analisado.....	69
Tabela 2 - Condições de teste usadas por Bansal e Chin (2002).....	69
Tabela 3 - Características geométricas e termofísicas dos materiais.....	71
Tabela 4 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: correlações do fator de atrito monofásico - Casos 1 a 4.....	75
Tabela 5 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: correlações da força de atrito na região bifásica - Casos 1 a 4.....	76
Tabela 6 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: correlações do CTC monofásico – Casos 1 a 4.	77
Tabela 7 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: correlações do CTC bifásico – Casos 1 a 4.	77
Tabela 8 - Configurações do modelo em relação às equações constitutivas usadas e desvios absolutos médios calculados.....	78
Tabela A1 – Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: correlações pra o cálculo do fator de atrito monofásico – Caso 1.....	97
Tabela A2 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: correlações para o cálculo do fator de atrito monofásico – Caso 2.....	(97)
Tabela A3 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: correlações para cálculo do fator de atrito monofásico – Caso 3.....	(98)
Tabela A4 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: correlações para cálculo do fator de atrito monofásico – Caso 4.....	(99)
Tabela B1 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: modelos de cálculo da força de atrito na região bifásica – Caso 1.....	(100)

Tabela B2 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: modelos de cálculo da força de atrito na região bifásica – Caso 2.....	(100)
Tabela B3 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: modelos de cálculo da força de atrito na região bifásica – Caso 3.....	(101)
Tabela B4 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: modelos de cálculo da força de atrito na região bifásica – Caso 4.....	(102)
Tabela C1 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor monofásico – Caso 1.	(103)
Tabela C2 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor monofásico – Caso 2.	(103)
Tabela C3 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor monofásico – Caso 3.	(104)
Tabela C4 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor monofásico – Caso 4.	(105)
Tabela D1 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico – Caso 1.	(106)
Tabela D2 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico – Caso 2.	(106)
Tabela D3 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico – Caso 3.	(107)
Tabela D4 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas (BANSAL e CHIN, 2002) e calculadas: correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico – Caso 4.	(108)
Tabela E1 – Capacidade calculada do condensador – Caso 1.	(109)

Tabela E2 – Capacidade calculada do condensador – Caso 2.	(109)
Tabela E3 – Capacidade calculada do condensador – Caso 3.	(110)
Tabela E4 – Capacidade calculada do condensador – Caso 4.	(111)

LISTA DE SÍMBOLOS

t	tempo [s]
z	coordenada ao longo do tubo [m]
G	fluxo de massa de refrigerante [kg/m ² s]
u	velocidade média do refrigerante na seção transversal do tubo [m/s]
A	área da seção transversal [m ²]
d	diâmetro [m]
L	comprimento do tubo capilar [m]
ρ	massa específica [kg/ m ³]
x	título termodinâmico
p	pressão [Pa]
f	fator de atrito de Darcy
f_l	fator de atrito de Darcy na região líquida
f_b	fator de atrito de Darcy na região bifásica
e	energia interna específica [J/kg]
v	volume específico [m ³ /kg]
i	entalpia específica [J/kg]
A	área da seção transversal [m ²]
q''	fluxo de calor [W/m ²]
T	temperatura [K]
Re	número de Reynolds
c	calor específico [J/kgK]
k	condutividade térmica [W/m ² K]
h	coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m ² K]
h_{rad}	coeficiente de transferência de calor por radiação [W/m ² K]
P	perímetro [m]
d	diâmetro [m]
Ra	número de Rayleigh
g	aceleração gravitacional [m/s ²]

Letras Gregas

α	fração de vazio
τ_w	tensão de cisalhamento na parede [Pa]
δ	espessura da parede aquecida [m]
ε	emissividade da superfície da placa aquecida
σ	constante de Stefan-Boltzmann [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$]
Φ_l^2	multiplicador bifásico
α_p	difusividade térmica do material da placa aquecida [m^2/s]
ρ_r	massa específica do fluido refrigerante [kg/m^3]
ρ_c	massa específica do material da parede do condensador [kg/m^3]
ρ_p	massa específica do material da placa aquecida [kg/m^3]
μ	viscosidade absoluta [Pa s]
μ_l	viscosidade absoluta do líquido saturado [Pa s]
μ_v	viscosidade absoluta do vapor saturado [Pa s]
ν	viscosidade cinemática do ar [m^2/s^2]
β	coeficiente de expansão térmica do ar [K^{-1}]
θ	ângulo do setor circular de contato entre a fita de alumínio e o tubo

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	CONDENSADORES USADOS EM REFRIGERADORES DOMÉSTICOS.....	20
1.2	OBJETIVOS	26
1.3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	27
1.4	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	33
2	MODELO MATEMÁTICO	34
2.1	INTRODUÇÃO	34
2.2	EQUAÇÕES GOVERNANTES – FLUIDO REFRIGERANTE.....	36
2.2.1	Equação da conservação da massa	36
2.2.2	Equação da Quantidade de Movimento.....	37
2.2.3	Equação da Conservação da Energia.....	38
2.3	EQUAÇÕES GOVERNANTES - TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE O CONDENSADOR, O AMBIENTE REFRIGERADO E O MEIO AMBIENTE	41
2.4	CONDIÇÕES DE CONTORNO	45
2.5	EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS.....	47
2.5.1	Fator de Atrito Monofásico	48
2.5.2	Força de Atrito na Região Bifásica	49
2.5.3	Coefficiente de Transferência de Calor por Convecção entre o Fluido Refrigerante e a Parede do Tubo nas Regiões Monofásicas	54
2.5.4	Coefficiente de Transferência de Calor por Convecção entre o Fluido Refrigerante e a Parede do Tubo na Região Bifásica	55
2.5.5	Coefficiente de Transferência de Calor por Convecção entre a Parede e o Ar Ambiente.....	56
3	METODOLOGIA DE SOLUÇÃO	58
3.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	58
3.2	DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES GOVERNANTES.....	58
3.3	PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO	64
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	68

4.1	DADOS EXPERIMENTAIS	68
4.2	INFLUÊNCIA DA MALHA COMPUTACIONAL	71
4.3	INFLUÊNCIA DAS EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS.....	74
4.4	DEFINIÇÃO DO MODELO	77
4.5	VALIDAÇÃO DO MODELO	79
4.6	ANÁLISE DO DESEMPENHO DO CONDENSADOR.....	82
4.6.1	Influência da Vazão em Massa do Refrigerante.....	82
4.6.2	Influência da Temperatura de Entrada do Refrigerante	84
4.6.3	Influência da Temperatura do Ambiente Externo e do Compartimento Refrigerado	86
4.6.4	Influência do Diâmetro do Tubo.....	90
5	CONCLUSÕES	93
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	96
	APÊNDICE A – Testes das Equações Constitutivas: Fator de Atrito nas Regiões Monofásicas.....	97
	APÊNDICE B - Testes das Equações Constitutivas: Força de Atrito na Região Bifásica.....	100
	APÊNDICE C - Testes das Equações Constitutivas: Coeficiente de Transferência de Calor nas Regiões Monofásicas.....	103
	APÊNDICE D - Testes das Equações Constitutivas : Coeficiente de Transferência de Calor na Região Bifásica	106
	APÊNDICE E – Capacidade Calculada do Condensador.....	109

1 INTRODUÇÃO

A necessidade de refrigerar corpos ou fluidos à temperaturas inferiores às de seus ambientes faz parte da vida humana há muito tempo, inicialmente o resultado esperado era obtido por meio da utilização de blocos de gelo extraídos de regiões com temperaturas negativas. Existem inúmeros relatos de grandes operações logísticas de transporte de gelo obtidos de regiões frias, os quais eram levados até locais de temperaturas consideradas altas. Entretanto somente os ricos e poderosos do passado tinham recursos para arcar com isto. Este processo deu início ao comércio do gelo, que foi amplamente utilizado em escala global.

A principal diferença em relação ao passado é que atualmente o gelo passou a ser produzido por meios artificiais, que se baseiam em submeter fluidos refrigerantes, também conhecidos simplesmente como refrigerantes, à operações sequenciais, para que absorvam calor de outros corpos e fluidos que precisam ter sua temperatura reduzida a valores previamente definidos.

Existem cinco principais sistemas de refrigeração: (a) compressão de vapor; (b) absorção de vapor; (c) ciclo de ar; (d) ejeção de vapor; (e) termoelétrico. Dentre esses, o sistema mais amplamente utilizado é o de compressão de vapor, os demais são empregados apenas em circunstâncias especiais.

A refrigeração por evaporação é de conhecimento humano há muito tempo e inúmeras pessoas já experimentaram a sensação de ter um líquido volátil, como por exemplo o éter, depositado sob sua pele e senti-lo “enfriando” a região em contato com a epiderme à medida que esse fluido evapora.

Aplicando este mesmo princípio em um recipiente com um fluido na fase líquida, à medida em que sua pressão é reduzida de forma controlada, parte do líquido irá se transformar em vapor e durante essa mudança de fase, o calor será absorvido do ambiente no qual o fluido se encontra, causando assim uma redução de temperatura. O resultado inverso pode ser obtido, pois à medida que se aumenta a pressão da mistura líquido-vapor presente no recipiente será possível obter o fluido totalmente líquido novamente e calor será liberado para o meio no qual o fluido se encontra.

A primeira máquina de que se tem notícia executando os processos descritos acima de forma cíclica foi idealizado e fabricado pelo americano Jacob Perkins em 1834 na Inglaterra, que, entretanto não obteve sucesso comercial. Em 1859 o francês Ferdinand Carré criou e patenteou, em 1860, um sistema de refrigeração comercial, utilizando uma solução de água

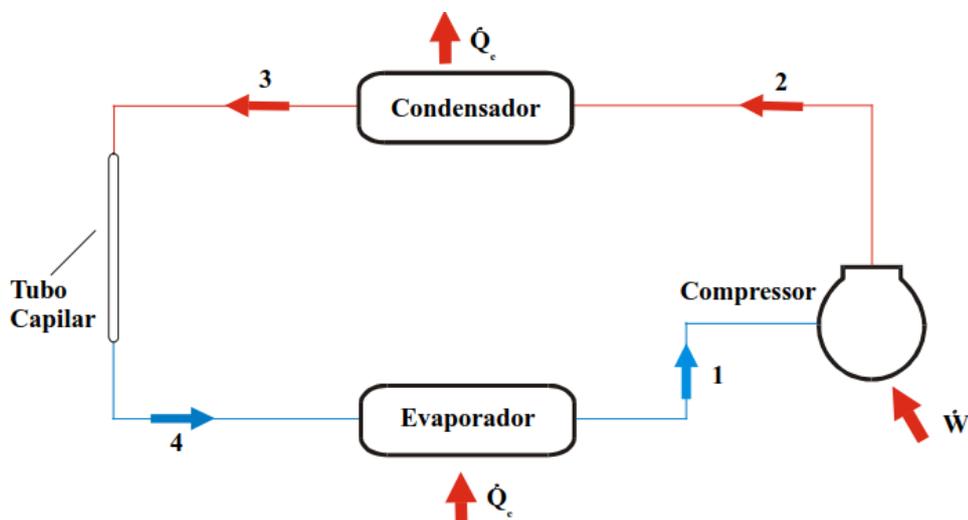
com amônia. Esse sistema, em razão da elevada toxicidade da amônia, teve aplicação doméstica, mas foi amplamente utilizado para fabricação comercial de gelo.

Em 1870 o alemão Carl von Linde foi o primeiro a utilizar apenas a amônia como fluido refrigerante e, desta forma, era possível alcançar temperaturas bem menores do que as disponíveis na época. Entretanto, em razão das altas pressões no condensador, em torno de 10 vezes a pressão atmosférica, havia a demanda de construções mais robustas. Apesar disso, esta máquina térmica foi amplamente adotada nas cervejarias que estavam se tornando um setor comercial importante por demanda de frio.

No Brasil o primeiro registro de instalação de refrigeração que se tem notícia foi em 1912 em um frigorífico. Em 1913 iniciou-se o comércio dos refrigeradores domésticos, que na época eram constituídos por um recipiente de madeira isolado por placas de cortiça, no qual eram inseridos blocos de gelo que deviam ser repostos à medida em que derretiam. Em 1918, com o início das instalações elétricas, surgiu a primeira geladeira elétrica nacional, cujo nome era Frigidaire. Dava-se então o início de um grande mercado de refrigeração no Brasil.

Na Figura 1.1 apresenta-se um esquema do sistema de refrigeração por compressão de vapor com seus principais componentes: o compressor que é responsável pelo escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos do sistema; o evaporador que tem a função de absorver o calor do interior do ambiente a ser refrigerado; o condensador, objeto de estudo deste trabalho, que transfere o calor para o ambiente externo; o dispositivo de expansão, tubo capilar no sistema de refrigeração doméstico, que mantém a diferença entre as pressões de condensação e de evaporação, e controla o fluxo de massa de refrigerante que entra no evaporador.

Figura 0 - Esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: Elaboração própria do autor.

Na busca por um mundo mais sustentável, cada vez mais são exigidos sistemas com elevada eficiência e com a mínima emissão de poluentes. Um refrigerador doméstico comum de uma porta consome 25,2 kWh/mês, enquanto o de duas portas, *frost free*, consome 56,88 kWh/mês, segundo dados do PROCEL INFO (2006). O consumo médio de um domicílio brasileiro em 2014 foi de 167 kWh/mês, conforme a EPE - Empresa de Pesquisa Energética – (2015). Com isso, é possível estimar que o consumo de um refrigerador doméstico de uma porta representa cerca de 15 % do consumo total de energia elétrica de uma residência e o de duas portas chega a ser responsável por até 34 % desse consumo total.

Além disso, atualmente há a preocupação com a ação dos fluidos refrigerantes halogenados, os CFC's, e de outros gases sobre a camada de ozônio da estratosfera, com a necessidade de fontes energéticas não poluentes e com a melhoria do desempenho das centrais de produção de potência e dos sistemas de refrigeração, o que tem motivado a realização de inúmeras pesquisas e grandes investimentos. Essas pesquisas visam principalmente soluções que levem à redução dos custos de produção e do consumo de energia.

Na área de refrigeração, as pesquisas direcionam-se na busca de fluidos refrigerantes menos nocivos ao meio ambiente e na análise do comportamento dos componentes do sistema de refrigeração, com o objetivo de melhorar sua eficiência energética e reduzir custos de produção. Dentre esses componentes, os compressores, os trocadores de calor (evaporadores e condensadores) e os dispositivos de expansão, em particular os tubos capilares, usados em sistemas de pequeno porte, com capacidade até 10 kW, têm sido extensivamente analisados. O projeto adequado dos trocadores de calor melhora não só o desempenho do sistema, como também reduz o espaço ocupado e a quantidade de material necessária na fabricação para uma dada capacidade de refrigeração.

1.1 CONDENSADORES USADOS EM REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

Condensadores são trocadores de calor responsáveis pela redução de temperatura e condensação do fluido refrigerante que deixa o compressor na fase de vapor superaquecido, nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

Os dois tipos de condensadores usados em refrigeradores domésticos de pequeno e médio porte são os condensadores arame-sobre-tubo, *wire-and-tube*, e os condensadores de parede aquecida, *hot-wall*. Esse último é o objeto de estudo do presente trabalho.

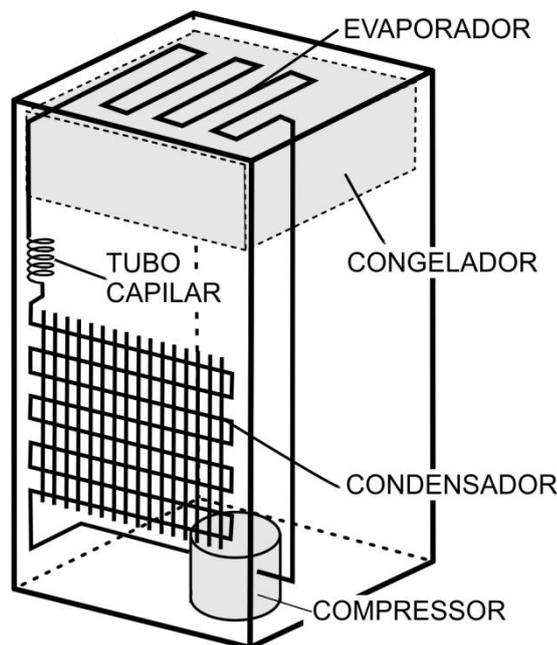
O condensador arame-sobre-tubo, mostrado esquematicamente na Fig. 1.2, localiza-se fora do gabinete do refrigerador e é constituído por um único tubo, de aço ou de cobre,

disposto em forma de serpentina de passes múltiplos. Um feixe de arames cilíndricos, que atuam como aletas, é soldado simetricamente na superfície externa de ambos os lados na direção perpendicular ao tubo.

Esse tipo de condensador tem sido gradativamente substituído pelo condensador de parede aquecida, uma vez que, sendo localizado na parte externa da parede posterior do refrigerador, está sujeito a alguns inconvenientes tais como o espaço ocupado e a vulnerabilidade à deposição de poeira em sua superfície, o que pode reduzir sua eficiência.

Os condensadores de parede aquecida também são constituídos por um único tubo, geralmente de cobre ou de aço cobreado, disposto em forma de serpentina de passes múltiplos. A serpentina é soldada diretamente na superfície interna da placa de revestimento do refrigerador, responsável pela transferência de calor com o ambiente externo. Dessa forma, o condensador fica situado entre o isolante térmico e a placa de revestimento externo, conhecida como placa aquecida, como mostrado esquematicamente na Fig. 1.3.

Figura 1 - Condensador arame-sobre-tubo utilizado em refrigeradores domésticos.



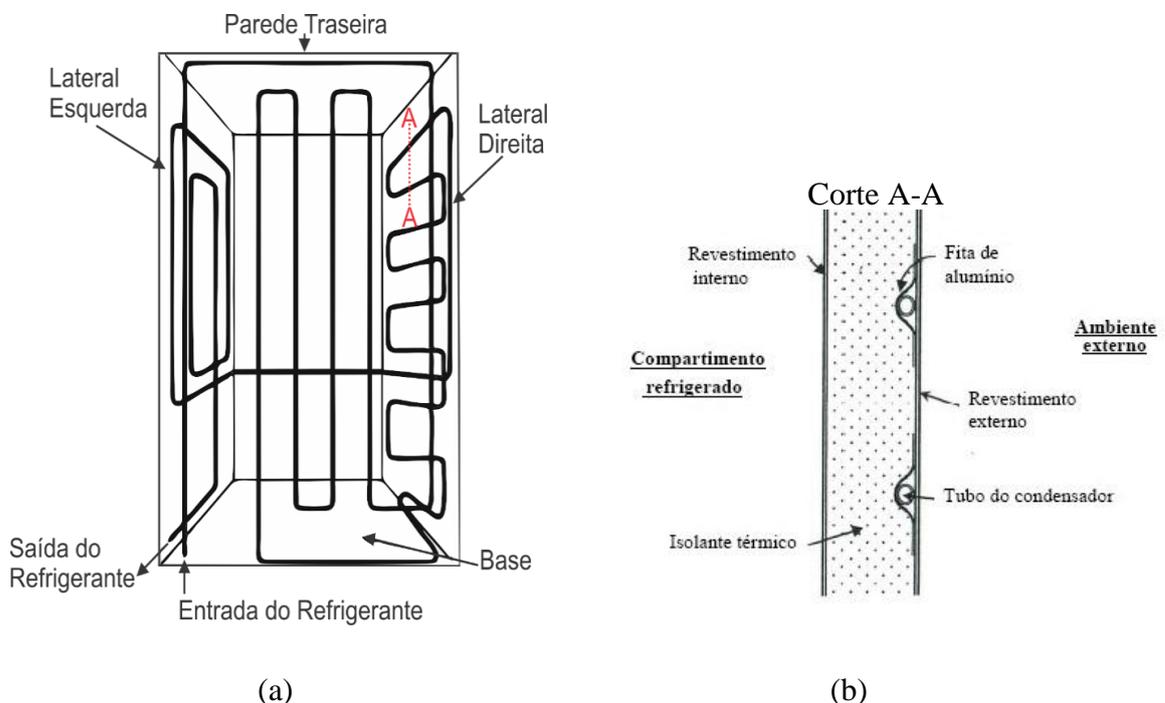
Fonte: Show de Ciências (2011).

Uma fita adesiva de alumínio é usada para manter o tubo em contato com a placa aquecida e permitir que a maior parcela da taxa de transferência de calor rejeitada pelo condensador seja transferida para o ambiente externo e não para o compartimento interno do

refrigerador. Para isso, o espaço entre a superfície da fita de alumínio/revestimento externo e o revestimento interno do refrigerador é preenchido por isolante térmico, geralmente, espuma de poliuretano. Dessa forma, a fita de alumínio atua também como uma proteção entre o tubo e o isolante térmico. Uma vez que o tubo encontra-se instalado em uma parede que usualmente é aquecida, o condensador recebe a denominação de condensador de parede aquecida.

Gupta e Gopal (2008) mencionaram que os condensadores de parede aquecida, além de apresentarem uma estética melhor e proteção contra poeira, em relação aos condensadores arame-sobre-tubo, também eliminam a possibilidade de condensação de umidade sobre a superfície externa do refrigerador em regiões onde a umidade relativa do ar é elevada ou em dias chuvosos. Além disso, há uma maior superfície para troca de calor, quando comparado com os condensadores arame-sobre-tubo, pois toda a superfície da parede externa do refrigerador transfere calor por convecção e radiação para o ambiente externo.

Figura 2 - Esquema de um condensador de parede aquecida: (a) posição da serpentina em relação ao gabinete; (b) seção transversal da parede do refrigerador.



Fonte: Adaptado de Bansal e Chin (2002).

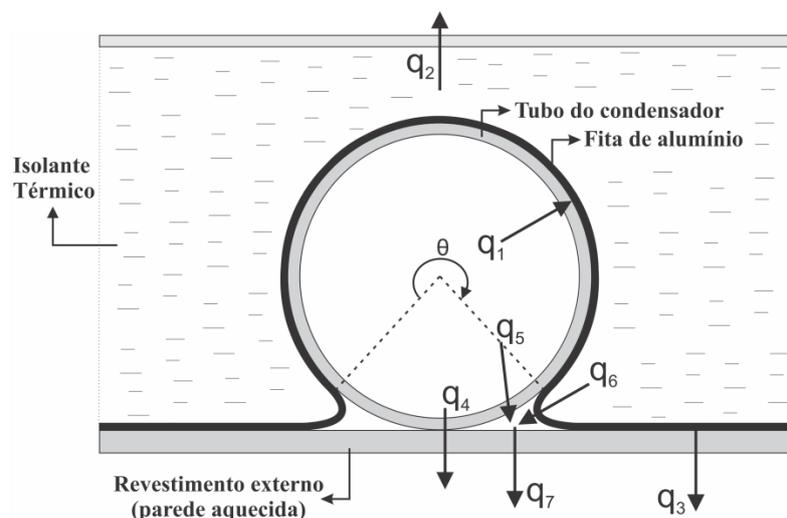
Entretanto, mesmo com a presença de um isolante térmico separando o condensador das superfícies internas do refrigerador, há uma parcela de calor transferida para o compartimento interno. Tal parcela é maior do que nos condensadores arame-sobre-tubo, em razão da maior

temperatura da parede externa. Além disso, o tubo do condensador de parede aquecida pode ter o seu contato com a placa do revestimento externo prejudicado, caso a fita de alumínio perca a sua capacidade adesiva, em razão, por exemplo, do aquecimento e resfriamento alternados durante os ciclos de acionamento e parada do compressor. Isso poderá afetar seriamente a capacidade de rejeição de calor do condensador. Na prática, a experiência tem mostrado que essas deficiências podem ser contornadas, desde que os devidos cuidados sejam tomados no projeto.

O fluido refrigerante escoando ao longo de um condensador atinge o estado de saturação e a partir daí o processo de condensação convectiva ocorre. Em seguida, o refrigerante pode sair do condensador no estado saturado, ou no estado de líquido saturado ou ainda como líquido sub-resfriado. Nos condensadores arame-sobre-tubo a transferência de calor ocorre do fluido refrigerante para a parede do tubo e da superfície externa do tubo e do feixe de aletas para o ambiente externo, por radiação e por convecção natural.

Nos condensadores de parede aquecida a transferência de calor é mais complexa, como apresentado esquematicamente na Fig. 1.4. Uma parcela significativa da taxa de transferência de calor do fluido refrigerante para a parede do tubo do condensador é transferida por condução para a fita de alumínio q_1 (ver Fig. 1.4), enquanto uma pequena parcela dessa taxa é transferida por condução através da camada de isolante térmico e da placa de revestimento interno para o compartimento refrigerado, q_2 (ver Fig. 1.4).

Figura 3 - Representação esquemática da transferência de calor em um condensador de parede aquecida.



Fonte: Elaboração própria do autor.

Da fita de alumínio, a maior parcela da taxa de transferência de calor é transferida

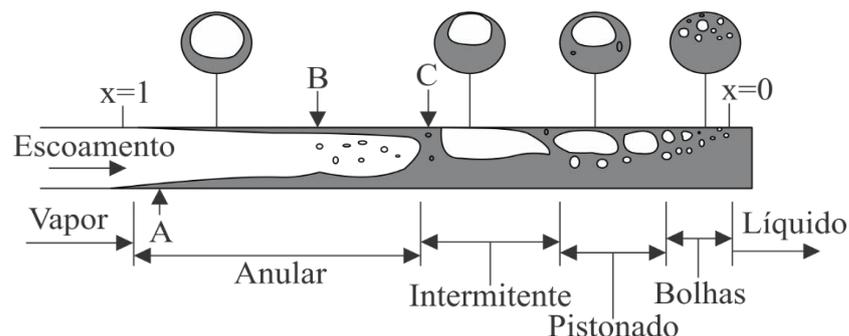
também por condução para a placa do revestimento externo, parede aquecida, e daí o calor é transferido por convecção e radiação para o ambiente externo, parcela q_3 mostrada na Fig. 1.4. Há também calor trocado entre o fluido refrigerante e o ambiente externo, através do contato direto entre o tubo do condensador e a parede aquecida, q_4 (ver Fig. 1.4).

Além disso, uma parcela da taxa de transferência de calor do refrigerante é transferida para a parede aquecida através do ar confinado na pequena cavidade formada entre a fita de alumínio, a parede externa do tubo e a parede aquecida, $q_7 = q_5 + q_6$ (ver Fig. 1.4). Observa-se na Figura 1.4 que θ é o ângulo do setor circular que delimita o contato entre a fita de alumínio e a parede externa do tubo.

O processo de condensação convectiva no interior do 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. A mudança de fase causa uma variação apreciável na velocidade relativa entre as duas fases e a sequência do escoamento que ocorre ao longo do tubo tem um forte impacto sobre as características da transferência de calor (CAREY, 1992).

A sequência de padrões de escoamento que podem ser encontradas durante a condensação convectiva ao longo de um tubo horizontal é mostrada esquematicamente na Fig. 1.5.

Figura 4 - Escoamento horizontal com condensação.



Fonte: Adaptado de Carey (1992).

O ponto A mostrado na Fig. 1.5 identifica o local do início da condensação, no qual a película de condensado começa a “molhar” a parede do tubo (WHALLEY, 1987). No ponto B

gotículas de líquido são “arrancadas” da película de líquido e direcionadas para o núcleo de vapor superaquecido, onde se evaporam.

Entre os pontos A e C, o padrão de escoamento é o anular. Próximo ao ponto A existe um significativo grau de não equilíbrio termodinâmico, ou seja, a película de líquido na parede está levemente sub-resfriada e o vapor ainda encontra-se no estado superaquecido (WHALLEY, 1987). A jusante do ponto C observa-se uma sequência de padrões de escoamento: intermitente, pistonado e bolhas até que a condensação da última porção de vapor ocorra e o refrigerante deixe o condensador no estado de líquido sub-resfriado.

As curvas de retorno ao longo do tubo exercem 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.

Além disso, durante a operação do sistema de refrigeração doméstico, grandes períodos transientes podem surgir como consequência, por exemplo, do início do funcionamento do sistema, dos ciclos de acionamento e parada do compressor ou da variação das condições de operação do sistema. Durante tais períodos transientes, as regiões de vapor superaquecido, bifásica e de líquido sub-resfriado podem se alternar, dificultando ainda mais a modelagem do escoamento.

Tal complexidade pode ser notada na descrição qualitativa do comportamento transiente de um refrigerador doméstico apresentada por Hermes (2000). No período de parada do compressor, por exemplo, o condensador encontra-se preenchido apenas com refrigerante no estado de vapor superaquecido. A temperatura do condensador está próxima à do ambiente e a pressão, que é a mesma em todos os componentes do sistema, está próxima da pressão de saturação relativa à temperatura do evaporador.

Segundo Hermes (2000), nos instantes iniciais em que o compressor é acionado, o comportamento transiente do sistema é intenso e o primeiro componente a sofrer os efeitos desse acionamento é o condensador. A pressão no condensador cresce rapidamente em razão do fluxo de massa elevado deslocado pelo compressor, até atingir a pressão de saturação relativa à temperatura do refrigerante. Nesse instante, a condensação inicia-se e a pressão passa a aumentar lentamente. Nessa etapa, o fluxo de massa deslocado pelo compressor é muito maior do que aquele que escoar ao longo do tubo capilar. Com isso, ocorrerá um acúmulo de massa no condensador, que ficará preenchido em quase toda sua extensão por refrigerante na fase líquida. Decorrido um determinado período de tempo, os fluxos de massa

ao longo do compressor e do tubo capilar tendem a se igualar e as condições do escoamento no condensador não se alteram significativamente.

Com o desligamento do compressor, o fluxo de massa ao longo do compressor é interrompido imediatamente, mas o fluxo de massa ao longo do tubo capilar ainda permanece enquanto houver diferença entre as pressões do condensador e do evaporador. Dessa forma, o refrigerante na fase líquida é drenado do condensador. Parte desse líquido evapora-se em razão da rápida redução da pressão de condensação.

O fato dos condensadores estarem diretamente conectados à saída do compressor em sistemas de refrigeração torna-os extremamente sensíveis às instabilidades provocadas pelas variações abruptas do fluxo de massa, tanto no acionamento quanto no desligamento do compressor. Por isso, a análise de condensadores é uma tarefa complexa, principalmente considerando-se o funcionamento do sistema de refrigeração em regime transiente.

A análise do escoamento do fluido refrigerante no interior do tubo de um condensador é feita utilizando as mesmas equações e correlações utilizadas em trocadores de calor tradicionais de tubos com pequenos diâmetros. Entretanto, a construção de um modelo mais completo depende significativamente da precisão da modelagem da transferência de calor por convecção, natural ou forçada, e por radiação com o ambiente externo.

Propõe-se neste trabalho analisar o desempenho de condensadores do tipo parede aquecida usados em refrigeradores domésticos, modelando o escoamento de fluido refrigerante ao longo do tubo do condensador e a transferência de calor através do isolante térmico e revestimento interno para o interior do compartimento refrigerado e através da fita de alumínio e da parede aquecida para o ambiente externo.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é modelar numericamente e analisar condensadores do tipo parede aquecida usados em refrigeradores domésticos.

Para isso, apresenta-se um modelo distribuído para simular o escoamento de fluidos refrigerantes no interior do tubo e a transferência de calor entre a placa aquecida e o ar ambiente, incluindo a análise da transferência de calor ao longo da fita de alumínio, mostrada nas Figs. 1.3 (b) e 1.4, e a transferência de calor através do isolante térmico para o interior do gabinete do refrigerador.

O modelo é validado comparando-se seus resultados com os dados experimentais disponíveis na literatura.

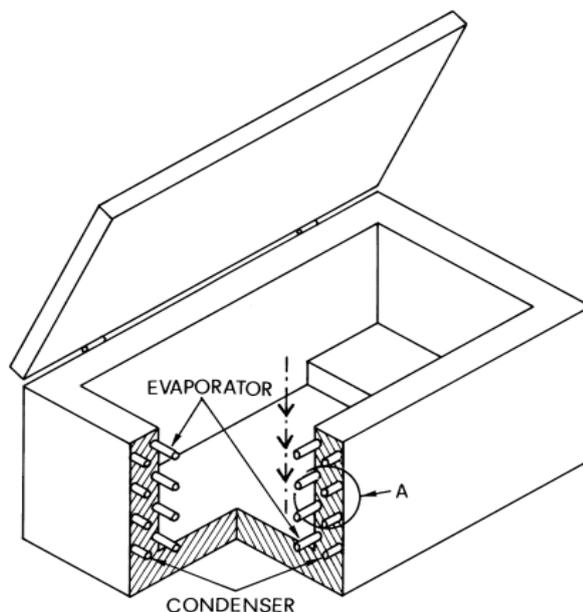
1.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Dentre os condensadores mais usados em refrigeradores domésticos, aqueles do tipo arame-sobre-tubo têm sido estudados desde a década de 50 do século XX (LIMA, 2008). Entretanto, para os condensadores do tipo parede aquecida, por apresentarem uma tecnologia relativamente mais recente, poucos trabalhos são encontrados na literatura.

Em um *freezer* horizontal com condensador e evaporador dos tipos paredes aquecidas, mostrado na Fig. 1.6, Rebora e Tagliafico (1997) utilizaram o método de Elementos Finitos para analisar a influência de parâmetros geométricos e físicos na transferência de calor, fixando as temperaturas de operação e alterando parâmetros de projeto, tais como: o diâmetro de tubo e espessura do isolamento térmico.

Os trocadores de calor desse sistema de refrigeração são tubos embutidos nas paredes do *freezer*, separados por uma camada de espuma de poliuretano, que garante o isolamento térmico entre os trocadores de calor. O condensador é disposto na superfície interna da parede externa do *freezer* e o evaporador na superfície externa da parede interna do *freezer* (ver Fig. 1.6).

Figura 5 - *Freezer* horizontal com condensador e evaporador de parede aquecida.

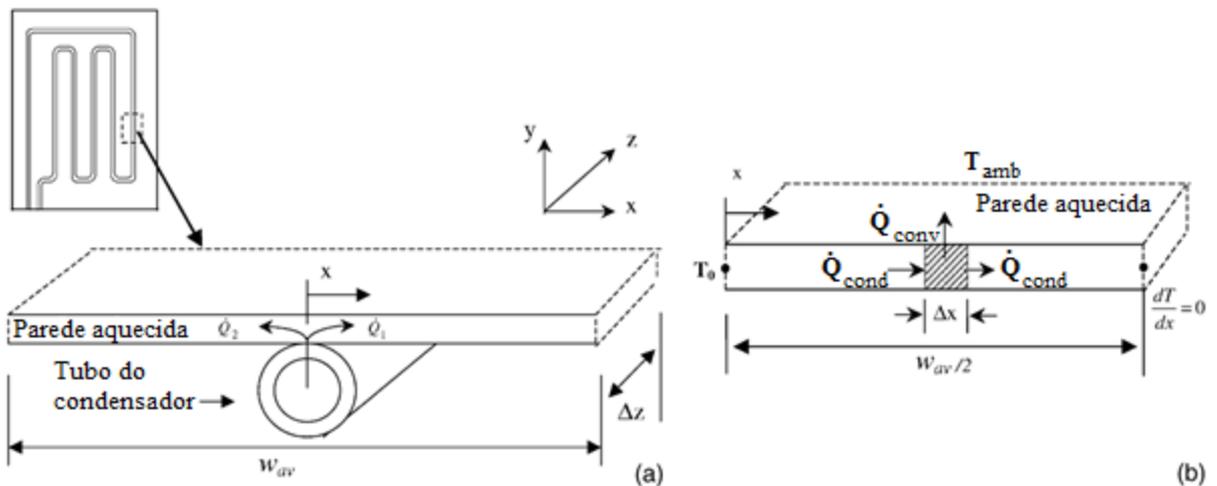


Fonte: Rebora e Tagliafico (1997).

Bansal e Chin (2002) obtiveram dados experimentais e desenvolveram um modelo para análise do desempenho de condensadores de parede aquecida usados em refrigeradores

domésticos [ver Figs. 1.7(a) e 1.7(b)]. O modelo foi desenvolvido usando a abordagem do coeficiente global de transferência de calor e o método de Elementos Finitos. Variando os parâmetros de projeto, tais como fluxo de massa e diâmetro do tubo, os autores obtiveram redução nos custos de testes com protótipos de novos condensadores.

Figure 6 – Representação esquemática do modelo de Bansal e Chin (2002): (a) vista da seção de um elemento do tubo do condensador de parede aquecida e direção do fluxo de calor; (b) balanço de energia e condições de contorno ao longo da parede externa.



Fonte: Adaptado de Bansal e Chin (2002).

O modelo de Bansal e Chin (2002) superestimou a capacidade de condensação medida em 10 %. Segundo os autores, esse desvio ocorreu, principalmente, em razão da infiltração de calor para o compartimento refrigerado, que foi desconsiderada no modelo. Os efeitos da fita de alumínio sobre a transferência de calor também não foram considerados. Os resultados calculados pelo modelo mostraram ainda que a resistência externa à transferência de calor representa aproximadamente 81 % e 83-95 % da resistência total à transferência de calor, respectivamente, nas regiões de escoamento monofásico e bifásico.

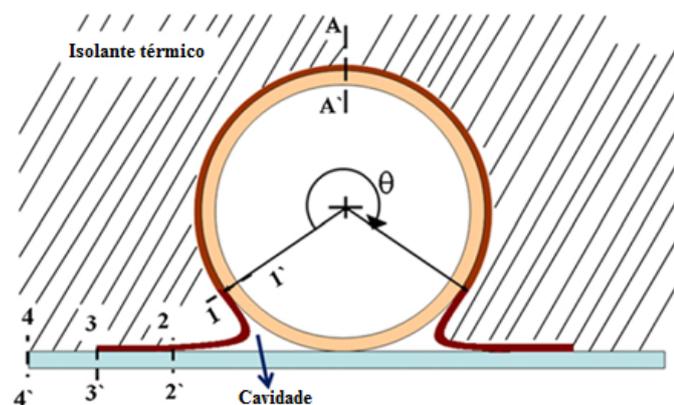
Segundo Bansal e Chin (2002), os resultados experimentais mostraram que o condensador de parede aquecida tem uma capacidade de condensação, aproximadamente, 18 % maior do que a do condensador arame-sobre-tubo. Os autores atribuíram essa diferença à maior área de transferência de calor do condensador de parede aquecida, 50 %, em relação à do condensador arame-sobre-tubo. Além disso, o condensador de parede aquecida é 61 % mais leve do que o de arame-sobre-tubo.

Analisando também um *freezer* horizontal, com trocadores de calor embutidos nas paredes, mostrado na Fig. 1.6, Rebora, Senarega e Tagliafico (2006) concluíram que o aumento da espessura da placa externa, a redução da espessura da parede e do número de passes dos tubos, do condensador e do evaporador, aumenta a taxa de transferência de calor e a uniformidade de temperatura na placa.

Rebora, Senarega e Tagliafico (2006) afirmam que, com a escolha adequada de parâmetros de projeto, é possível aumentar em 9 % o desempenho do refrigerador, sem alterar seu volume total e seu volume útil. Os resultados de Rebora, Senarega e Tagliafico (2006), mostram que o diâmetro dos tubos influencia expressivamente a queda de pressão do fluido refrigerante ao longo do tubo.

Gupta e Gopal (2008) desenvolveram um modelo para análise de um condensador de parede aquecida considerando a fita de alumínio e o ângulo de contato entre a fita de alumínio e o tubo do condensador (ver Fig. 1.8). O modelo permite o cálculo da taxa de transferência de calor entre o condensador e o ambiente externo e a análise da influência dos diferentes parâmetros de projeto e condições de operação sobre a capacidade de condensação. No modelo foram consideradas as taxas de transferência de calor através da parede do tubo, da fita de alumínio e da placa do revestimento externo. A transferência de calor para o compartimento refrigerado foi desconsiderada.

Figure 7 - Vista da seção transversal de uma unidade elementar do modelo de Gupta e Gopal (2008).



Fonte: Gupta e Gopal (2008).

Gupta e Gopal (2008) observaram que a queda de pressão é máxima na região bifásica, região que possui o maior coeficiente de transferência de calor. Além disso, Gupta e Gopal (2008) analisaram os efeitos das condições de operação sobre o desempenho do condensador

e compararam os resultados calculados de capacidade de condensação com os dados experimentais de Bansal e Chin (2002). Os resultados obtidos superestimaram a capacidade de condensação em um valor de apenas 2 %, aproximadamente. O estudo mostrou ainda que a fita de alumínio exerce uma influência significativa na transferência de calor do condensador para o ambiente.

Labigalini (2013) desenvolveu um modelo matemático para análise do desempenho de condensadores do tipo parede aquecida usados em refrigeradores domésticos. Essa análise envolveu a modelagem, em regime permanente, do escoamento do fluido refrigerante no interior da tubulação do condensador e da transferência de calor por convecção natural e radiação entre a sua superfície externa e o ambiente externo. No interior do tubo o escoamento foi considerado unidimensional e dividido em uma região monofásica de vapor superaquecido, uma região bifásica líquido-vapor e uma região monofásica de líquido sub-resfriado.

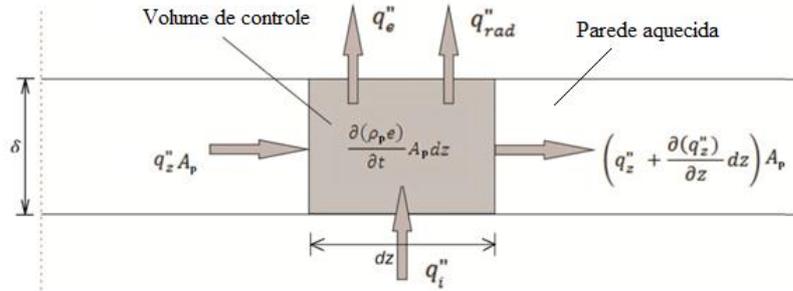
Na região bifásica, Labigalini (2013) considerou o escoamento como homogêneo, ou seja, considerou condições de equilíbrio térmico e hidrodinâmico entre as fases. A queda de pressão no interior do tubo também foi considerada. Três modelagens distintas para a transferência de calor entre o condensador e o ambiente externo foram abordadas: uma desprezando a resistência térmica da parede do tubo, ou seja, considerando o contato direto entre o fluido refrigerante e a placa aquecida, mostrada na Fig. 1.9; outra utilizando o modelo de Bansal e Chin (2002), no qual a parede aquecida é analisada como uma aleta com extremidade adiabática em contato com o tubo, ver Fig. 1.7, e por fim, uma modelagem de condução bidimensional para a parede aquecida, conforme mostra a Fig. 1.10. A solução numérica das equações do escoamento do fluido refrigerante ao longo do tubo, equação de conservação da massa, equação da quantidade de movimento e equação de conservação de energia, foi obtida por integração numérica e a solução numérica da equação de conservação de energia na parede aquecida foi obtida pelo método de Volumes Finitos. O sistema de equações algébricas resultante foi resolvido por substituições sucessivas.

Observa-se na Figura 1.9 que: q_i'' representa o fluxo de calor por convecção entre o fluido refrigerante e a parede aquecida, q_z'' é o fluxo de calor por condução ao longo da parede aquecida e q_e'' e q_{rad}'' representam, respectivamente, os fluxos de calor por convecção e por radiação entre a parede aquecida e o ambiente externo.

Na Figura 1.10 nota-se também que: q_{cond}'' é o fluxo de calor por condução entre a parede do tubo e a parede aquecida, q_y'' e q_z'' são os fluxos de calor por condução ao longo da parede

aquecida, q_e'' e q_{rad}'' são os fluxos de calor entre a parede aquecida e o ambiente externo, respectivamente, por convecção e por radiação.

Figura 8 – Representação esquemática do balanço de energia em um volume de controle elementar na parede aquecida do condensador.

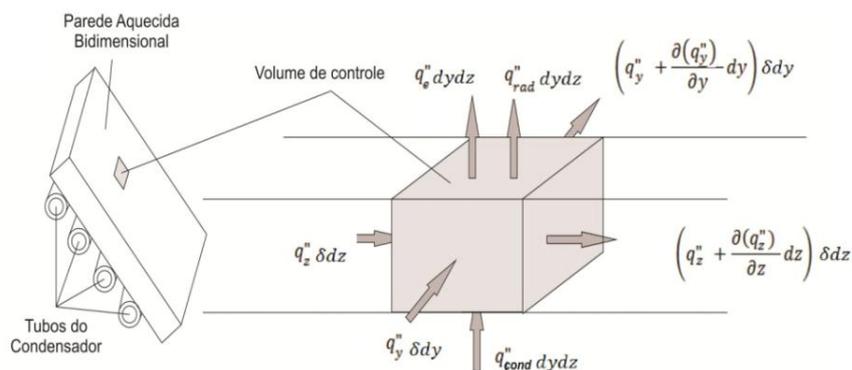


Fonte: Labigalini (2013).

Os resultados obtidos por Labigalini (2013) para as três abordagens de transferência de calor entre o condensador e o ambiente externo, em termos de capacidade térmica do condensador, apresentaram boa concordância com os resultados experimentais de Bansal e Chin (2002), sendo que os desvios máximos encontrados nas comparações com o modelo de contato direto, modelo de aleta com extremidade adiabática e modelo de placa bidimensional foram, respectivamente, de 3,2%, -4,9% e 3,4%.

Labigalini (2013) observou que os resultados obtidos pelo modelo de placa bidimensional acompanhou a mesma tendência dos dados experimentais de capacidade térmica do condensador com o aumento do fluxo de massa, o que não aconteceu com os modelos de contato direto e de aleta com extremidade adiabática.

Figura 9 – Representação esquemática do balanço de energia em um volume de controle elementar na parede aquecida.



Fonte: Labigalini (2013).

Colombo (2014) realizou um estudo experimental e apresentou um modelo matemático para analisar o desempenho de condensadores de parede aquecida usados em refrigeradores domésticos, considerando a transferência de calor entre o condensador e o ambiente externo e também entre o condensador e os compartimentos de um refrigerador de duas portas: compartimento refrigerado e congelador. Colombo (2014) testou um refrigerador posicionado no interior de uma câmara com temperatura e umidade controladas e submetido a diferentes condições de operação.

O modelo matemático apresentado por Colombo (2014) considera a transferência de calor através da parede do tubo, da fita de alumínio, da parede externa e através da camada de isolante térmico. O modelo permite o cálculo da capacidade de condensação à partir da vazão em massa e do estado termodinâmico do fluido refrigerante na entrada do condensador, da geometria do condensador e das temperaturas do ambiente externo, do compartimento refrigerado e do congelador.

Para isso, Colombo (2014) usou um procedimento análogo aquele apresentado por Gupta e Gopal (2008), dividindo a parede do refrigerador ao longo do comprimento do condensador em elementos de comprimento uniforme. Em cada elemento as equações da quantidade de movimento e da conservação de energia são resolvidas para o cálculo das variações, respectivamente, de pressão e de entalpia do fluido refrigerante. Conhecendo-se a variação de entalpia e a vazão em massa, calcula-se o calor trocado em cada elemento e, conseqüentemente, o calor total trocado.

Os resultados obtidos por Colombo (2014) mostraram que aproximadamente de 40 % do calor total é trocado entre o condensador e os compartimentos internos do refrigerador e os outros 60 % são trocados entre o condensador e o ambiente externo, sendo que mais de 80 % dessa troca de calor ocorre por radiação. Comparando as estimativas do modelo com os dados experimentais, Colombo (2014) obteve desvios inferiores a 5 %.

A tendência do modelo de Colombo (2014) foi a de subestimar a capacidade do condensador, o que, segundo o autor deve-se, em parte, à superestimativa do cálculo da queda de pressão do refrigerante ao longo do condensador, resultando em uma temperatura média de condensação menor.

Nota-se que, embora sejam encontrados na literatura alguns estudos, tanto experimentais quanto computacionais sobre condensadores de parede aquecida, alguns parâmetros e efeitos ainda precisam ser adequadamente analisados para melhorar o entendimento e a modelagem dos fenômenos complexos envolvidos nesse tipo de problema.

Diferentemente dos modelos encontrados na literatura, apresenta-se neste trabalho um

modelo distribuído para a solução das equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da conservação de energia do fluido refrigerante ao longo do tubo de condensadores de parede aquecida. Obtém-se, também de forma distribuída, a solução da equação da condução ao longo da fita de alumínio, considerando as trocas de calor com o fluido refrigerante, com o ambiente externo e com o compartimento refrigerado.

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O texto desta dissertação está dividido em seis capítulos:

Capítulo 2 - MODELO MATEMÁTICO. Este capítulo apresenta a modelagem matemática utilizada para o escoamento do fluido refrigerante ao longo do tubo do condensador e para a transferência de calor entre o fluido refrigerante, o ambiente externo e o compartimento refrigerado. Apresentam-se também as equações constitutivas para o cálculo da queda de pressão do escoamento do refrigerante devido ao atrito e dos coeficientes de transferência de calor, necessárias para a solução do sistema de equações.

Capítulo 3 - METODOLOGIA DE SOLUÇÃO. Neste capítulo apresenta-se a metodologia e o procedimento utilizados para solução das equações do escoamento e da transferência de calor.

Capítulo 4 - RESULTADOS E DISCUSSÃO – Neste capítulo os resultados obtidos usando-se o modelo proposto são apresentados e discutidos. Inicialmente o trabalho experimental encontrado na literatura, cujos dados foram usados para a validação do modelo proposto, é abordado brevemente. Em seguida, realiza-se uma análise de sensibilidade do modelo em relação à influência da malha computacional e das equações constitutivas usadas. Definido o modelo, os resultados calculados são comparados com os dados experimentais em termos de capacidade de condensação. Posteriormente, apresenta-se uma análise da influência de alguns parâmetros, tais como vazão em massa de refrigerante, temperatura de entrada do refrigerante, diâmetro do tubo do condensador, temperatura do ar externo e temperatura do ar no compartimento refrigerado, sobre o desempenho do condensador, procurando-se destacar uma das potencialidades do modelo.

Capítulo 5 – CONCLUSÕES. Neste capítulo são apresentadas as conclusões sobre o trabalho e algumas sugestões para trabalhos futuros.

2 MODELO MATEMÁTICO

O modelo proposto para análise do escoamento do fluido refrigerante ao longo do tubo do condensador e da transferência de calor entre o condensador, o ambiente externo e o compartimento refrigerado é apresentado neste item, incluindo as hipóteses consideradas, as equações e as condições de contorno. Apresentam-se também as equações constitutivas para o cálculo do termo de queda de pressão devido ao atrito e dos coeficientes de transferência de calor.

2.1 INTRODUÇÃO

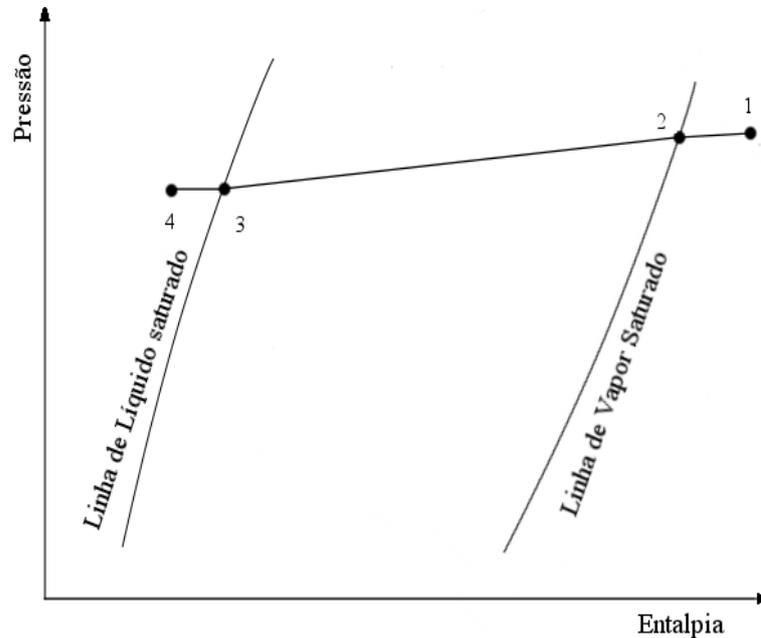
O modelo proposto é desenvolvido com base na forma unidimensional das equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da conservação da energia no regime transiente. A integração das equações do escoamento na seção transversal do tubo, torna necessária a utilização de equações constitutivas para o cálculo da queda de pressão devido ao atrito e para os coeficientes de transferência de calor por convecção.

Uma vez que o refrigerante na entrada do condensador encontra-se na fase de vapor superaquecido e pode deixá-lo como líquido sub-resfriado, o escoamento ao longo do tubo é dividido em três regiões, mostradas na Fig. 2.1: monofásica, de vapor superaquecido; bifásica líquido-vapor; monofásica de líquido sub-resfriado.

Na Figura 2.1, a linha entre os pontos 1 a 4 representa esquematicamente uma situação comum do escoamento ao longo de um condensador. Os trechos localizados entre os pontos 1-2, 2-3 e 3-4 correspondem, respectivamente, à região de vapor superaquecido, à região bifásica e à região de líquido sub-resfriado.

O fluido refrigerante que sai da linha de descarga do compressor, como vapor superaquecido, entra no condensador no estado termodinâmico representado pelo ponto 1 na Fig. 2.1 e começa a transferir calor para o ambiente externo e para o compartimento refrigerado, o que provoca a diminuição de sua temperatura. A pressão do fluido refrigerante no escoamento também diminui, em função dos efeitos viscosos, até atingir a pressão de saturação do fluido em questão, ponto 2 da Fig. 2.1. A partir desse ponto inicia-se o processo de mudança de fase até que a fase de líquido saturado seja alcançado, ponto 3 da Fig. 2.1. Em seguida o fluido refrigerante escoar ao longo da região de líquido sub-resfriado até que atinja a saída do condensador, ponto 4 da Fig. 2.1.

Figura 11 - Processo de condensação esquematizado em um diagrama p-h.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A modelagem do condensador é realizada neste trabalho considerando as hipóteses:

- O condensador é tratado como um tubo reto horizontal de diâmetro constante, ou seja, os efeitos de curvatura da serpentina são desprezados;
- O escoamento e a transferência de calor do fluido refrigerante são considerados unidimensionais;
- O fluido refrigerante é considerado como fluido Newtoniano e livre de óleo;
- O equilíbrio mecânico é também assumido, ou seja, a pressão é uniforme em qualquer seção transversal do tubo e os efeitos de tensão superficial são desconsiderados;
- São desconsiderados também: a difusão de calor axial no fluido, a dissipação viscosa de energia, a variação de energia potencial no escoamento ao longo do condensador e a pulsação do escoamento, característica de refrigeradores que operam com máquinas de deslocamento positivo;
- As propriedades termofísicas do fluido refrigerante, do material da parede do tubo, da fita de alumínio, do isolante térmico e das placas de revestimento interno e externo (placa aquecida) são consideradas constantes;
- O escoamento bifásico ao longo do condensador é considerado homogêneo, ou seja, o escoamento é tratado matematicamente como um pseudo escoamento monofásico, cujas propriedades são obtidas com base no título da mistura líquido-vapor e das propriedades de

cada fase. Consequentemente, ambas as fases terão as mesmas velocidades, pressões e temperaturas em qualquer seção transversal ao longo do tubo.

2.2 EQUAÇÕES DO ESCOAMENTO DO FLUIDO REFRIGERANTE

Com base nas hipóteses mencionadas, as equações do escoamento e da transferência de calor do fluido refrigerante ao longo do tubo do condensador são apresentadas a seguir.

2.2.1 Equação da Conservação da Massa

O balanço de massa no refrigerante que escoar através do volume de controle mostrado na Fig. 2.2 fornece

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

na qual ρ_r é a massa específica do refrigerante, t é o tempo, z é a coordenada ao longo do tubo, $G = (\rho u)$ é o fluxo de massa de refrigerante e u é a velocidade média do refrigerante em uma dada seção transversal do tubo. Na Figura 2.2, $A_i = \pi d_i^2 / 4$ é a área da seção transversal do tubo e d_i é o diâmetro interno do tubo.

A Equação 2.1 é usada para o cálculo da velocidade média do refrigerante ao longo do condensador em cada instante de tempo.

O cálculo da massa específica do refrigerante, ρ_r , deve ser realizado de acordo com a fase em que o refrigerante se encontra no processo de condensação. Na região bifásica, ρ_r é calculada por:

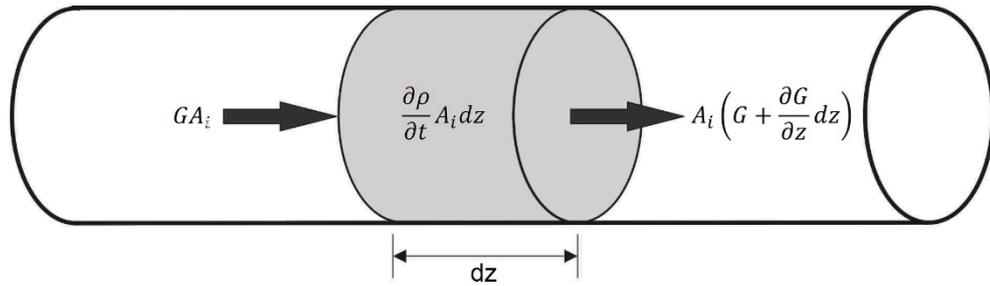
$$\rho_r = \rho_l + \alpha(\rho_v - \rho_l) \quad (2)$$

ou,

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

na qual α é a fração de vazio, razão entre a área da seção transversal do tubo ocupada pelo vapor e a área da seção transversal total do tubo, x é o título da mistura líquido-vapor e os índices inferiores l e v indicam, respectivamente, as fases líquida e vapor.

Figura 12 - Balanço de massa em um volume de controle elementar.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

2.2.2 Equação da Quantidade de Movimento

Realizando um balanço de quantidade de movimento linear no volume de controle mostrado na Fig. 2.3 obtém-se

$$\frac{\partial G}{\partial t} A_i dz + A_i \frac{\partial(Gu)}{\partial z} dz = -A_i \frac{\partial p}{\partial z} dz - \tau_w P_i dz \quad (4)$$

na qual p é a pressão absoluta do escoamento, $P_i = \pi d_i$ o perímetro interno do tubo, τ_w é a tensão de cisalhamento na parede do tubo e dz é o comprimento do volume de controle ao longo do tubo do condensador.

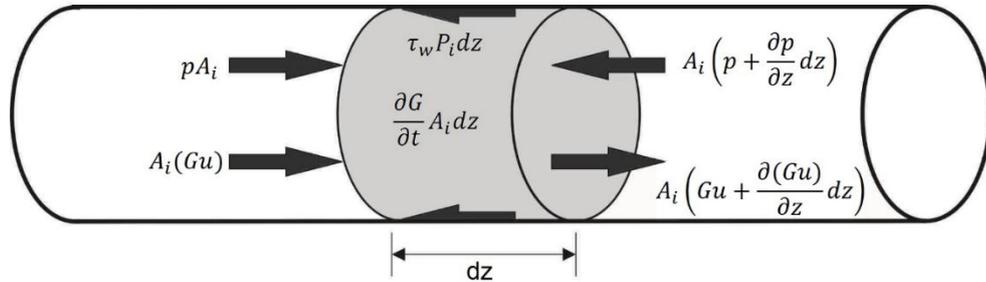
Dividindo ambos os lados da Eq. (2.4) por $A_i dz$, e fazendo $F_z = (\tau_w P_i)/A_i$, obtém-se:

$$\frac{\partial G}{\partial t} + \frac{\partial(Gu)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - F_z \quad (5)$$

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

atrito entre o fluido e a parede do tubo. Dessa forma, para calcular F_z usa-se a equação de Darcy-Weisbach, $F_z = (f\rho_r u^2/2d_i)$, em que f é o fator de atrito de Darcy.

Figura 13 - Balanço de quantidade de movimento linear em um volume de controle elementar.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Equação (2.5) é usada para o cálculo da pressão do refrigerante ao longo do condensador em cada instante de tempo.

2.2.3 Equação da Conservação da Energia

Realizando o balanço de energia no volume de controle elementar mostrado na Fig. 2.4 obtém-se

$$\frac{\partial(\rho_r e^*)}{\partial t} A_i dz = -A_i \frac{\partial(Ge^*)}{\partial z} dz - A_i \frac{\partial(Gpv_r)}{\partial z} dz - dq_i \quad (6)$$

na qual $e^* = (e + u^2/2)$ é a energia interna específica, v_r é o volume específico do refrigerante, $dq_i = 2(q_1 + q_4 + q_5)$, q_1 , q_4 e q_5 são as taxas de transferência de calor entre o refrigerante e, respectivamente, a fita de alumínio, a parede aquecida e o ar no interior da cavidade (ver Fig. 1.4), dadas por

$$q_1 = U_1 P_{f1} dz (T_r - T_{f1}) \quad (7)$$

$$q_4 = U_4 P_{pa} dz (T_r - T_a) \quad (8)$$

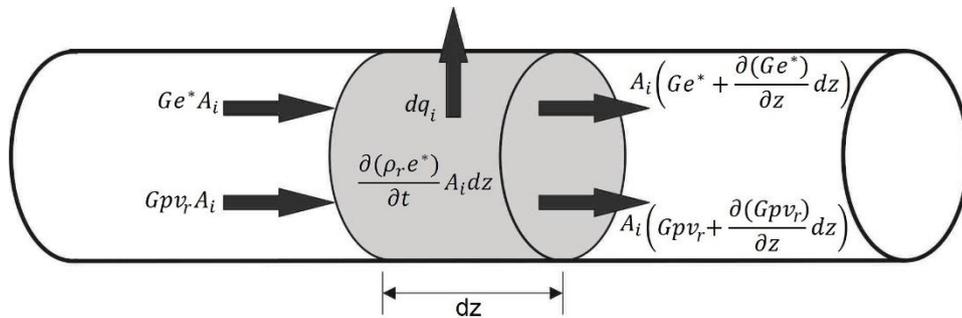
$$q_5 = U_5 P_{ca} dz (T_r - T_{ca}) \quad (9)$$

nas quais P_{f1} , P_{pa} e P_{ca} são os comprimentos dos setores circulares da parede do tubo em contato, respectivamente, com a fita de alumínio, com a parede aquecida e com a cavidade, T_r , T_a e T_{f1} são, respectivamente, as temperaturas do refrigerante, do ambiente externo e a média da fita de alumínio ao longo do trecho 0-1 (vide Fig. 2.5), e T_{ca} é a temperatura do ar na cavidade, calculada a partir do balanço de energia na cavidade, $q_7 = q_5 + q_6$ (vide Fig. 1.4), dada por

$$T_{ca} = \frac{(U_7 P_{cap} T_a) + (U_5 P_{ca} T_r) + (h_{ca} P_{f2} T_{f2})}{(U_7 P_{cap}) + (U_5 P_{ca}) + (h_{ca} P_{f2})} \quad (10)$$

na qual P_{cap} é o perímetro da parede do revestimento externo em contato com a cavidade, h_{ca} é o coeficiente de transferência de calor no interior da cavidade e P_{f2} é o comprimento do trecho 1-2 da fita de alumínio (vide Fig. 2.5).

Figura 14 - Balanço de energia em um volume de controle elementar no interior do tubo do condensador.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Nas Equações (2.7) à (2.10), U_1 , U_4 , U_5 e U_7 são, respectivamente, os coeficientes globais de transferência de calor entre o refrigerante e a fita de alumínio, o refrigerante e o meio ambiente, o refrigerante e a cavidade e entre a cavidade e o meio ambiente, dados por

$$U_1 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_r} + \frac{t_t}{k_t}\right)} \quad (11)$$

$$U_4 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_r} + \frac{t_t}{k_t} + \frac{t_p}{k_p} + \frac{1}{h_a}\right)} \quad (12)$$

$$U_5 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_r} + \frac{t_t}{k_t} + \frac{1}{h_{ca}}\right)} \quad (13)$$

$$U_7 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{ca}} + \frac{t_p}{k_p} + \frac{1}{h_a}\right)} \quad (14)$$

nas quais h_r e h_a são, respectivamente, os coeficientes de transferência de calor por convecção do refrigerante e do ar, t_t e k_t são, respectivamente, a espessura e condutividade térmica da parede do tubo do condensador, t_p e k_p são, respectivamente, a espessura e a condutividade térmica da parede aquecida.,.

Substituindo as Equações (2.7), (2.8) e (2.9), e as expressões de e^* e de dq_i na Eq. (2.6), e dividindo ambos os lados da Eq. (2.6) por $(A_i dz)$ obtém-se

$$\frac{\partial \left[\rho_r \left(e + \frac{u^2}{2} \right) \right]}{\partial t} = - \frac{\partial \left[G \left(e + \frac{u^2}{2} \right) \right]}{\partial z} - \frac{\partial (G p v_r)}{\partial z} - 2 \left[\frac{U_1 P_{f1} (T_r - T_{f1}) + U_4 P_{pa} (T_r - T_a) + U_5 P_{ca} (T_r - T_{ca})}{A_i} \right] \quad (15)$$

Substituindo $e = (i - p v_r)$, em que i é a entalpia específica do fluido refrigerante, na Eq. (2.15), obtém-se

$$\frac{\partial \left[\rho_r \left(i + \frac{u^2}{2} \right) \right]}{\partial t} = \frac{\partial P}{\partial t} - \frac{\partial \left[G \left(i + \frac{u^2}{2} \right) \right]}{\partial z} - \frac{2}{A_i} \left[U_1 P_{f1} (T_r - T_{f1}) + U_4 P_{pa} (T_r - T_a) + U_5 P_{ca} (T_r - T_{ca}) \right] \quad (16)$$

Substituindo a entalpia total específica, ou entalpia de estagnação, $i_o = (i + u^2/2)$, na Eq.(2.16) obtém-se

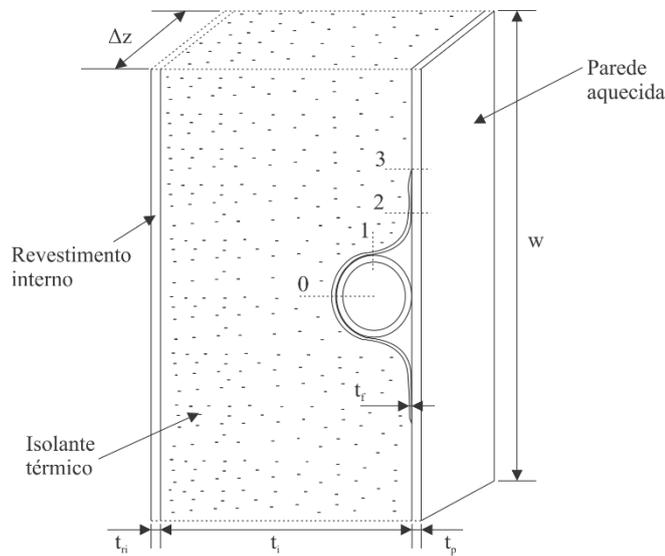
$$\frac{\partial (\rho_r i_o)}{\partial t} + \frac{\partial (G i_o)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} - \frac{2}{A_i} \left[U_1 P_{f1} (T_r - T_{f1}) + U_4 P_{pa} (T_r - T_a) + U_5 P_{ca} (T_r - T_{ca}) \right] \quad (17)$$

A Equação (2.17) é usada para o cálculo da entalpia de estagnação, i_o , do refrigerante ao longo do condensador em cada instante de tempo. Observa-se que a entalpia de estagnação, de um modo geral, representa a quantidade total de energia transportada pelo refrigerante, pois envolve os termos de energia interna, energia cinética e trabalho de fluxo.

2.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE O CONDENSADOR, O AMBIENTE REFRIGERADO E O MEIO AMBIENTE

Para analisar a transferência de calor entre o condensador, o ambiente refrigerado e o meio ambiente, usa-se um procedimento similar ao adotado por Gupta e Gopal (2008), segundo o qual, considera-se o condensador como um conjunto de aletas com base e extremidade adiabáticas. Para isso, o condensador é dividido em pequenas unidades elementares de altura média w e comprimento Δz compostas pelo tubo do condensador, a fita de alumínio, o isolante térmico e a parede aquecida, como mostrado na Fig. 2.5.

Figura 15 – Esquema da unidade elementar do condensador adotada no modelo.



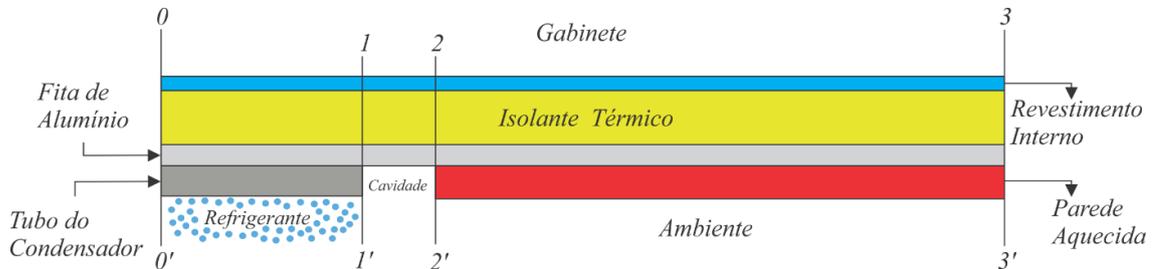
Fonte: Elaboração própria do autor.

A altura média w da unidade elementar é calculada por

$$w = \frac{\text{Área total da parede aquecida}}{\text{Comprimento total do tubo}} \quad (18)$$

Considera-se cada unidade elementar como um conjunto de aletas, conforme mostrado na Fig. 2.6.

Figura 16 - Detalhamento do modelo de aletas para uma unidade elementar.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

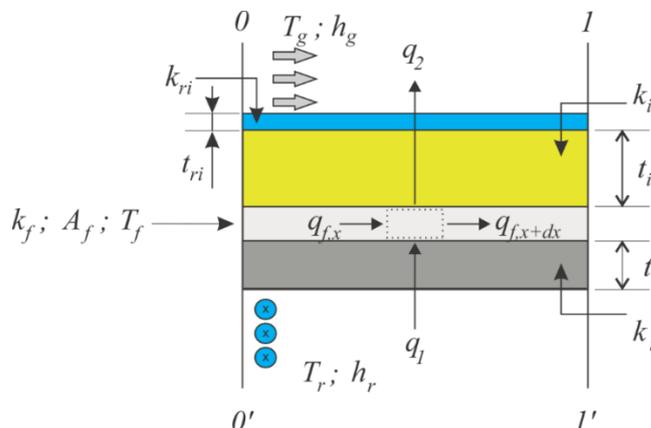
A condução de calor na fita alumínio é analisada de forma distribuída na direção longitudinal e global na direção transversal. No tubo do condensador, no isolante térmico e na parede aquecida, a condução é analisada de forma global e apenas na direção radial. Para isso realizam-se balanços de energia na fita de alumínio.

No trecho 0-1, realizando o balanço de energia no volume de controle mostrado na Fig. 2.7, obtém-se

$$\rho_f \frac{\partial e_f}{\partial t} A_f dx = - \frac{\partial q_{f,x}}{\partial x} dx + q_1 - q_2 \quad (19)$$

na qual e_f e ρ_f são, respectivamente, a energia interna específica e a massa específica do material da fita de alumínio, dx é o comprimento do volume de controle ao longo da fita de alumínio, $A_f = (t_f dz)$ é a área da seção transversal da fita e t_f é a espessura da fita.

Figura 17 - Balanço de energia do trecho 0-1.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

As taxas de transferência de calor entre o refrigerante e a fita de alumínio, q_1 , e entre a fita de alumínio e o compartimento refrigerado, q_2 , são dadas por

$$q_1 = U_1 dx dz (T_r - T_f) \quad (20)$$

$$q_2 = U_2 dx dz (T_f - T_g) \quad (21)$$

nas quais T_r , T_f e T_g são, respectivamente, as temperaturas do refrigerante, da fita e do compartimento refrigerado e U_2 é o coeficiente global de transferência de calor entre a fita e o compartimento refrigerado, dado por

$$U_2 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_g} + \frac{t_i}{k_i} + \frac{t_{ri}}{k_{ri}}\right)} \quad (22)$$

na qual t_i e t_{ri} são as espessuras, respectivamente, do isolante térmico e do revestimento interno, k_i e k_{ri} são as condutividades térmicas, respectivamente, do isolante térmico e do revestimento interno e h_g é o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do compartimento refrigerado.

Substituindo $de_f = c_f dT_f$, a lei de Fourier $q_{f,x} = -k_f A_f (dT_f/dx)$, as Eqs. (2.20) e (2.21) na Eq. (2.19), e dividindo ambos os lados da Eq. (2.19) por $(k_f A_f dx)$, obtém-se a equação para o cálculo da temperatura da fita no trecho 0-1, dada por

$$\frac{1}{\alpha_f} \frac{\partial T_f}{\partial t} = \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{U_1 (T_r - T_f)}{k_f t_f} - \frac{U_2 (T_f - T_g)}{k_f t_f} \quad (23)$$

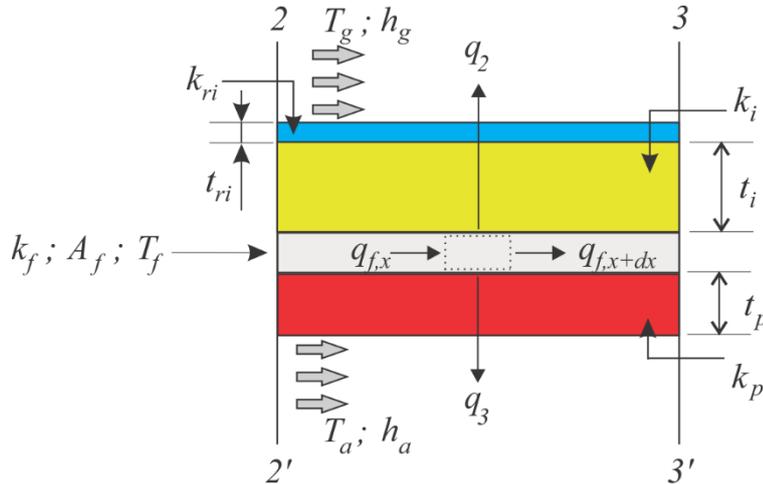
na qual $\alpha_f = (k_f / \rho_f c_f)$, k_f e c_f são, respectivamente, a difusividade térmica, a condutividade térmica e o calor específico da fita de alumínio.

No trecho 1-2, realizando o balanço de energia no volume de controle mostrado na Fig. 2.8, obtém-se

$$\rho_f \frac{\partial e_f}{\partial t} A_f dx = k_f A_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} dx - q_6 - q_2 \quad (24)$$

$$U_3 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_a} + \frac{t_p}{k_p}\right)} \quad (29)$$

Figura 19 - Balanço de energia do trecho 2-3.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Substituindo as Equações (2.28) e (2.21) na Eq. (2.27) e dividindo a Eq. (2.27) por $(k_f A_f dx)$ obtém-se

$$\frac{1}{\alpha_f} \frac{\partial T_f}{\partial t} = \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} - \frac{U_3 (T_f - T_a)}{k_f t_f} - \frac{U_2 (T_f - T_g)}{k_f t_f} \quad (30)$$

2.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Para analisar o escoamento do fluido refrigerante ao longo do condensador é necessário obter a solução das equações do escoamento na região de vapor superaquecido, na região bifásica e na região de líquido comprimido.

A massa específica e a temperatura do refrigerante nas regiões de líquido comprimido e vapor superaquecido são calculadas usando-se os valores da pressão e da entalpia específica do fluido refrigerante, calculados, respectivamente, pelas Eqs. (2.5) e (2.17), na forma

$$\rho_r = \rho_r(p, i) \quad (31)$$

$$T_r = T_r(p, i) \quad (32)$$

Na região bifásica a temperatura do refrigerante é calculada de forma similar e a massa específica do refrigerante, ρ_r , é calculada pela Eq. (2.3).

As relações dadas pelas Eqs. (2.31) e (2.32) e as demais propriedades termofísicas do refrigerante são calculadas por meio do módulo de propriedades termodinâmicas REFPROP 8.0 (LEMMON; HUBER; MCLINDEN, 2007).

As equações governantes do escoamento ao longo do condensador, Eqs. (2.1), (2.5) e (2.17) são diferenciais parciais de primeira ordem e, portanto, para serem resolvidas necessitam de uma condição inicial e de apenas uma condição de contorno. Na entrada do condensador são conhecidos o fluxo de massa, a pressão e a temperatura do refrigerante, ponto 1 da Fig. 2.1. Com a temperatura e a pressão do refrigerante no ponto 1, determinam-se as demais propriedades termodinâmicas nesse ponto. Dessa forma, as condições na entrada do tubo do condensador são

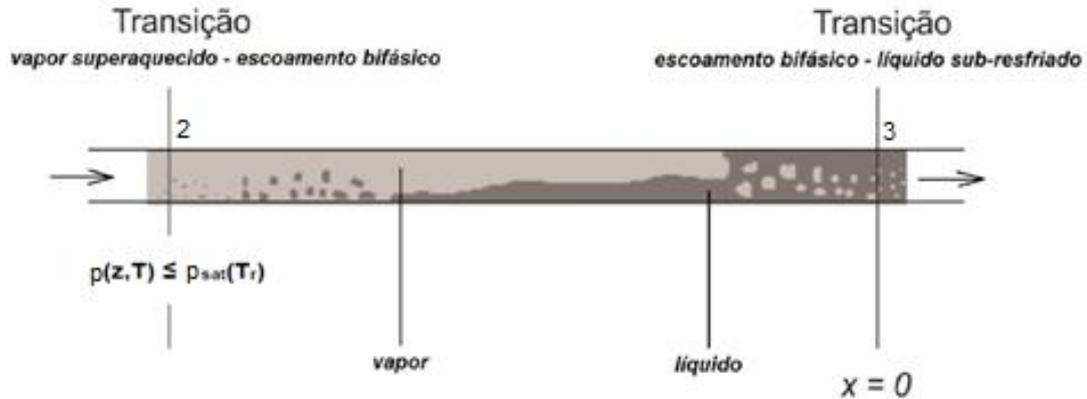
$$z = z_1 = 0 \left\{ \begin{array}{lll} G = G_1 & p = p_1 & T_r = T_1 \\ \rho_r = \rho_r(p_1, T_1) & i = i(p_1, T_1) & \end{array} \right. \quad (33)$$

Além dessas condições, para a solução das equações do escoamento, o início da região bifásica, ponto 2 mostrado na Fig. 2.1, e da região de líquido sub-resfriado, ponto 3 mostrado na Fig. 2.1, devem ser estabelecidos.

A Figura 2.10 apresenta esquematicamente os pontos 2 e 3 onde se localizam, respectivamente, o início e término da região bifásica, bem como as respectivas condições que determinam esses locais. O início da região bifásica, ponto 2 mostrado na Fig. 2.10, é identificado comparando-se a pressão calculada com a pressão de saturação relativa à temperatura do refrigerante. Considera-se como início da região bifásica o local ao longo do tubo na qual a pressão do escoamento torna-se menor ou igual à pressão de saturação, para a temperatura local do escoamento.

O final da região bifásica, ponto 3 da Fig. 2.10, é identificado pelo título da mistura, isto é, o início da região de escoamento de líquido sub-resfriado correspondente ao local ao longo do tubo onde $x = 0$ e as propriedades termodinâmicas nesse local são aquelas relativas ao estado de líquido saturado.

Figura 00 - Condições de início e fim da região de saturação.



Fonte: Labigalini (2013).

No modelo de transferência de calor entre o condensador, o ambiente refrigerado e o ambiente externo, para a unidade elementar mostrada na Fig. 2.6, as condições de contorno adotadas nas interfaces 0-0', 1-1', 2-2' e 3-3', respectivamente nas posições $x = 0$, x_1 , x_2 e x_3 , são

$$x = 0, \quad \frac{dT_{f1}(0, t)}{\partial x} = 0 \quad (34a)$$

$$x = x_1, \quad T_{f1}(x_1, t) = T_{f2}(x_1, t); \quad \frac{\partial T_{f1}(x_1, t)}{\partial x} = \frac{\partial T_{f2}(x_1, t)}{\partial x}; \quad (34b)$$

$$x = x_2, \quad T_{f2}(x_2, t) = T_{f3}(x_2, t); \quad \frac{\partial T_{f2}(x_2, t)}{\partial x} = \frac{\partial T_{f3}(x_2, t)}{\partial x}; \quad (34c)$$

$$x = x_3, \quad T_{f3}(x_3, t) = 2T_p(x_3, t) - T_a; \quad \frac{\partial T_{f3}(x_3, t)}{\partial x} = 0 \quad (34d)$$

2.5 EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS

As equações constitutivas para o cálculo dos coeficientes de atrito e dos coeficientes de transferência de calor por convecção, nas regiões do escoamento monofásico e bifásico, geralmente, são de base empírica ou são estabelecidas segundo modelos semi-empíricos.

Essas equações são obtidas à partir de análises de queda de pressão e transferência de calor em escoamentos em dutos com e sem mudança de fase e também em escoamentos em dutos com convecção natural do lado externo. Tais equações e modelos são apresentados nos próximos subitens.

2.5.1 Fator de Atrito Monofásico

Nas regiões de escoamento de vapor superaquecido e de líquido sub-resfriado a força de atrito por unidade de volume, F_z , é calculada pela equação de Darcy-Weisbach, dada por

$$F_z = \left(\frac{dp}{dz} \right)_F = \frac{f \rho_r u^2}{2d_i} \quad (35)$$

na qual f é o fator de atrito de Darcy, que pode ser calculado utilizando-se as correlações de Churchill (1977), Serghides (1984), Pethukov (1970) ou Haaland (1983). Tais equações são apresentadas a seguir.

a) Correlação de Churchill (1977)

Essa correlação abrange os regimes de escoamento laminar, de transição e turbulento e é dada por

$$\left(\frac{f}{8} \right)^{12} = \left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \left\{ \left[2,457 \ln \left[\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon}{d} \right]^{-1} \right]^{16} + \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \right\}^{-\frac{3}{2}} \quad (36)$$

na qual ε é a rugosidade absoluta da parede interna do tubo, $Re = Gd_i/\mu$ é o número de Reynolds e μ é a viscosidade dinâmica do refrigerante.

b) Correlação de Serghides (1984)

Uma segunda opção para a correlação do fator de atrito de Darcy é apresentada por Serghides (1984), válida para as faixas: $3000 < Re < 5 \times 10^6$ e $0,5 < Pr < 2000$, dada por

$$\frac{1}{f} = A - \frac{(A - B)^2}{(A + 2B + C)} \quad (37)$$

na qual,

$$A = -0,8686 \ln \left(\frac{\varepsilon/d_i}{7,4} + \frac{12}{Re} \right) \quad (38)$$

$$B = -0,8686 \ln \left(\frac{\varepsilon/d}{7,4} + 2,51 \frac{A}{Re} \right) \quad (39)$$

c) Correlação de Pethukov (1970)

Uma correlação para o fator de atrito de Darcy para escoamento turbulento ao longo de tubos lisos, mais simples do ponto de vista algébrico, é a de Pethukov (1970), válida para as faixas: $3000 < Re < 5 \times 10^6$ e $0,5 < Pr < 2000$, é dada por

$$f = [0,79 \ln(Re) - 1,64]^{-2} \quad (40)$$

d) Haaland (1983)

Uma correlação explícita aproximada para o cálculo de f em escoamentos turbulentos ($Re > 2300$) ao longo de tubos rugosos, foi obtida por Haaland (1983) e é dada por:

$$f = \left\{ -1,8 \log \left[\left(\frac{\varepsilon}{3,7D} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \right\}^{-2} \quad (41)$$

2.5.2 Força de Atrito na Região Bifásica

Na região de escoamento bifásico, a força de atrito por unidade de volume, $F_z = (dp/dz)_F$, também é calculada pela Eq. (2.35), sendo que neste caso, $f = f_b$ é o fator de atrito bifásico e ρ_r é a massa específica da mistura líquido-vapor, calculada pela Eq. (2.3).

Frequentemente o termo F_z nos escoamentos bifásicos é também calculado em função de multiplicadores bifásicos, ϕ_k^2 , usados para corrigir o valor do fator de atrito monofásico nas formas

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_l^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fl} \quad (42)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_v^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fv} \quad (43)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_{lo}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Flo} \quad (44)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_{vo}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fvo} \quad (45)$$

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 $\dot{m} = [G(1 - x)A_i]$;
- *Fv*: o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de vapor à vazão em massa $\dot{m} = GxA_i$;
- *Flo*: o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de líquido à vazão em massa total $\dot{m} = GA_i$;
- *Fvo*: o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de vapor à vazão em massa total $\dot{m} = GA_i$;

Observa-se nas Equações (2.42) a (2.45) que os multiplicadores bifásicos são fatores de correção, que aplicados ao gradiente de pressão devido ao atrito no escoamento monofásico, permitem calcular a queda de pressão devido ao atrito no escoamento bifásico.

Os gradientes de pressão no escoamento monofásico nas Eqs. (2.42) a (2.45) são, respectivamente, dados por

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fl} = \frac{f_l G^2 (1 - x)^2}{2d_i \rho_l} \quad (46)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fv} = \frac{f_v G^2 x^2}{2d_i \rho_v} \quad (47)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Flo} = \frac{f_{lo} G^2}{2d_i \rho_l} \quad (48)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fv0} = \frac{f_{v0}G^2}{2d_i\rho_v} \quad (49)$$

nas quais os fatores de atrito: f_l , f_v , f_{l0} e f_{v0} são calculados utilizando-se as correlações para o fator de atrito de Darcy, apresentadas anteriormente para o cálculo do fator de atrito na região monofásica, com as respectivas propriedades físicas e com os números de Reynolds, respectivamente, dados por

$$Re_l = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l} \quad (50)$$

$$Re_v = \frac{Gxd_i}{\mu_v} \quad (51)$$

$$Re_{l0} = \frac{Gd_i}{\mu_l} \quad (52)$$

$$Re_{v0} = \frac{Gd_i}{\mu_v} \quad (53)$$

nas quais μ_l e μ_v são, respectivamente, as viscosidades dinâmicas do refrigerante nas fases de líquido e de vapor.

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. Alguns desses modelos/correlações são apresentados a seguir.

a) Modelo de Viscosidade Bifásica Média

Neste caso, o fator de atrito f_b é assumido igual à f_{l0} , que é calculado pelas correlações para o fator de atrito monofásico usando uma viscosidade bifásica média, $\bar{\mu}$, na definição do número de Reynolds, isto é, $Re = Gd_i/\bar{\mu}$. A relação entre $\bar{\mu}$ e o título x deve ser escolhida de tal forma que satisfaça às 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 (1999), as possíveis correlações para o cálculo de $\bar{\mu}$ são:

- (i) McAdams, Woods e Heroman (1942)

$$\frac{1}{\bar{\mu}} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{(1-x)}{\mu_l} \quad (54)$$

(ii) Cicchitti *et al.* (1960)

$$\bar{\mu} = x\mu_l + (1-x)\mu \quad (55)$$

(iii) Dukler, Wicks e Cleveland (1964)

$$\bar{\mu} = \mu_v \frac{x\rho}{\rho_v} + \mu_l \frac{(1-x)\rho}{\rho_l} \quad (56)$$

(iv) Beattie e Whalley (1981)

$$\bar{\mu} = \mu_v \rho + \mu_l (1-\rho)(1+2,5\rho) \quad (57)$$

b) Correlação de Lin *et al.* (1991)

Lin *et al.* (1991), com base na equação de Churchill (1977) para o cálculo do fator de atrito monofásico, propuseram uma correlação para o multiplicador bifásico ϕ_{lo}^2 , com o qual usando-se a Eq. (2.44) calcula-se $(dp/dz)_F$. Tal correlação é

$$\phi_{lo}^2 = \left\{ \frac{\ln \left[\left(\frac{7}{Re_{lo}} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon_r}{d_i} \right]}{\ln \left[\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon_r}{d_i} \right]} \right\}^{16} \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right] \quad (58)$$

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

c) Correlação de Lockhart e Martinelli (1949)

Lockhart e Martinelli (1949) propuseram correlações para determinar os multiplicadores bifásicos ϕ_l e ϕ_v , à partir das quais, usando-se, respectivamente, as Eqs. (2.42) e (2.43) permitem o cálculo de $(dp/dz)_F$. Essas correlações são, respectivamente, dadas por

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \quad \text{para } Re > 4000 \quad (59)$$

$$\phi_v^2 = 1 + CX_{tt} + X_{tt}^2 \quad \text{para } Re < 4000 \quad (60)$$

nas quais X_{tt} é o parâmetro de Martinelli considerando ambas as fases escoando em regime turbulento, dada por

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (61)$$

d) Correlação de Grönnerud (1972):

A correlação de Grönnerud (1972), citado por Ould Didi, Kattar e Thome (2002), foi desenvolvida especificamente para fluidos refrigerantes. Neste caso, a queda de pressão devido ao atrito, $(dp/dz)_F$, é calculada pela Eq. (4.42), com o multiplicador bifásico ϕ_l calculado pela correlação de Grönnerud (1972), dada por

$$\phi_l = 1 + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} \left[\frac{\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)}{\left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.25}} - 1 \right] \quad (62)$$

sendo $(dp/dz)_{Fr}$ calculado por

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} = f_{Fr} [x + 4(x^{1.8} - x^{10} f_{Fr}^{0.5})] \quad (63)$$

na qual f_{Fr} é o fator de atrito calculado com base no valor do número de Froude da fase líquida, sendo que: $f_{Fr}=1$ se $Fr_l \geq 1$ e se $Fr_l < 1$, f_{Fr} é calculado por

$$f_{Fr} = Fr_l^{0.3} + 0,005 \left(\ln \frac{1}{Fr_l} \right)^2 \quad (64)$$

na qual Fr_l é dado por

$$Fr_l = \frac{G^2}{gd_i\rho_l^2} \quad (65)$$

2.5.3 Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção entre o Fluido Refrigerante e a Parede do Tubo nas Regiões Monofásicas

Nas regiões monofásicas do escoamento, utilizam-se as correlações de Gnielinski (1976) e de Dittus-Boelter (1930) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o refrigerante e a parede do tubo, respectivamente, dadas por

a) Correlação de Gnielinski (1976)

$$h_i = \left(\frac{k_r}{d_i}\right) \left[\frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \right] \quad (66)$$

na qual k_r é a condutividade térmica do refrigerante, $Pr = (\mu c_{p,r}/k_r)$ é o número de Prandtl do escoamento e $c_{p,r}$ é o calor específico a pressão constante do refrigerante. A Equação (2.66) é válida para as faixas: $3000 < Re < 5 \times 10^6$ e $0,5 < Pr < 2000$.

b) Correlação de Dittus-Boelter (1930)

$$h_i = 0.023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \left(\frac{k_r}{d_i}\right) \quad (67)$$

válida para $0.7 \leq Pr \leq 120$ e $2500 \leq Re \leq 1,24 \times 10^5$.

As propriedades termofísicas do refrigerante necessárias nas Eqs. (2.66) e (2.67) são obtidas de acordo com a região do escoamento monofásico em que o refrigerante se encontra, ou seja, se vapor superaquecido ou líquido sub-resfriado.

2.5.4 Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção entre o Fluido Refrigerante e a Parede do Tubo na Região Bifásica

As correlações de Shao e Granryd (1995), Cavallini *et al.* (1999) e Mueller (1997) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção na região bifásica são analisadas neste trabalho. Tais correlações são, respectivamente, dadas por

a) Correlação de Shao e Granryd (1995)

$$h_i = \frac{k_l}{d_i} \left\{ 0,084 Pr_l^{\frac{1}{3}} \left[\frac{h_{lv}}{c_{p,l}(T_r - T_c)} \right]^{\frac{1}{6}} Re_v^{0,67} \right\} \quad Re_v > 24000 \quad (68)$$

$$h_i = \frac{k_l}{d_i} \left\{ 15,9 Pr_l^{\frac{1}{3}} \left[\frac{h_{lv}}{c_{p,l}(T_r - T_c)} \right]^{\frac{1}{6}} Re_v^{0,15} \right\} \quad Re_v < 24000 \quad (69)$$

nas quais k_l é a condutividade térmica do líquido saturado, h_{lv} é a entalpia de vaporização, $Pr_l = (\mu_l c_{p,l} / k_l)$ é o número de Prandtl da fase líquida e Re_v é o número de Reynolds para a fase de vapor saturado, dado por

$$Re_v = \frac{G d_i x}{\mu_l} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{\frac{1}{2}} \quad 0 \leq x \leq 1 \quad (70)$$

b) Correlação de Cavallini *et al.* (1999)

$$h_i = 0,05 Re_{eq}^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{k_r}{d_i} \right) \quad (71)$$

na qual o número de Reynolds equivalente, Re_{eq} , é calculado utilizando os números de Reynolds do líquido e do vapor, Re_l e Re_v , por meio da expressão

$$Re_{eq} = Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} + Re_l \quad (72)$$

A Equação (2.72) é válida para $2300 < Re < 5 \times 10^6$.

c) Correlação de Mueller (1997)

$$\frac{h_i}{k_r} \left[\frac{\bar{\mu}^2}{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{\frac{1}{3}} = 1,1Re^{-\frac{1}{3}} \quad \text{para } Re < 40 \quad (73)$$

$$\frac{h_i}{k_r} \left[\frac{\bar{\mu}^2}{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{\frac{1}{3}} = 0,8Re^{-1/3} \quad \text{para } 40 < Re < 2300 \quad (74)$$

$$\frac{h_i}{k_r} \left[\frac{\bar{\mu}^2}{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{\frac{1}{3}} = 0,023Re^{1/4}Pr^{1/2} \quad \text{para } Re > 2300 \quad (75)$$

2.5.5 Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção entre a Parede e o Ar Ambiente

O coeficiente externo de transferência de calor entre a parede aquecida e o ar ambiente, e entre a placa de revestimento interno e o ar no compartimento refrigerado, são calculados por

$$h_a = h_{ac} + h_{ar} \quad (76)$$

na qual h_{ac} e h_{ar} são, respectivamente, o coeficiente de transferência de calor por convecção natural e coeficiente de transferência de calor por radiação. O coeficiente h_{ar} é dado por

$$h_{ar} = \frac{\varepsilon\sigma(T_m^4 - T_a^4)}{(T_m - T_a)} \quad (77)$$

na qual $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{W/m}^2\text{K}^4$ e T_m é a temperatura de película (média entre a temperatura da parede aquecida e a temperatura do ambiente).

O coeficiente h_{ac} é calculado pela correlação de Churchill e Chu (1975), que fornece o valor médio desse coeficiente em uma placa vertical isotérmica, dada por

$$h_{ac} = \frac{k_p}{H} \left\{ 0,68 + 0,67 [Ra_H \varphi(Pr)]^{\frac{1}{4}} \right\} \quad \text{para } Ra_H \leq 10^9 \quad (78)$$

$$h_{ac} = \frac{k_p}{H} 0,15 [Ra_H \varphi(Pr)]^{\frac{1}{3}} \quad \text{para } Ra_H > 10^9 \quad (79)$$

na qual $Pr = (\mu_a c_a / k_a)$ é o número de Prandtl e k_a e c_a são, respectivamente, a condutividade térmica e o calor específico do ar. O parâmetro $\varphi(Pr)$ é dado por

$$\varphi(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} \quad (80)$$

e Ra_H é o número de Rayleigh, calculado com base na altura da parede aquecida, H , como

$$Ra_H = \frac{g \beta_a (T_p - T_a) H^3}{\nu_a \alpha_a} \quad (81)$$

na qual g é a aceleração gravitacional, β_a é o coeficiente de expansão térmica do ar, ν_a é a viscosidade cinemática do ar, $\alpha_a = (k_a / \rho_a c_a)$ a difusividade térmica do ar, ρ_a a massa específica do ar e T_p é a temperatura da parede aquecida, calculada como a média entre a temperatura do refrigerante e a temperatura ambiente.

3 METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

Neste capítulo apresenta-se a metodologia usada na solução das equações do escoamento e da transferência de calor ao longo do condensador. Inicialmente tais equações são integradas ao longo do domínio de solução, obtendo-se um sistema de equações algébricas. Em seguida, apresenta-se o procedimento de solução desse sistema de equações.

3.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

O sistema de equações governantes do escoamento e da transferência de calor ao longo do condensador de parede aquecida apresentado no Capítulo 2, compõe-se de equações diferenciais ordinárias ou parciais, não-homogêneas e não-lineares. Além dessas equações, o modelo necessita de equações constitutivas para o cálculo dos fatores de atrito, dos coeficientes de transferência de calor, para o fluido refrigerante e para o ar, e para o cálculo das propriedades termofísicas do fluido refrigerante e do ar.

Em razão dessa complexidade, o sistema de equações do escoamento do fluido refrigerante, Eqs. (2.1), (2.5) e (2.17), é solucionado por integração numérica e o sistema de equações da transferência de calor ao longo da fita de alumínio é resolvido pelo método de Volumes Finitos.

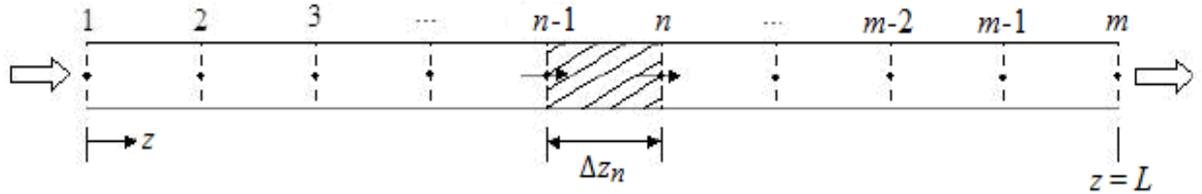
Concluída a discretização das equações governantes no tempo e no espaço, obtém-se um sistema de equações algébricas que é solucionado iterativamente por substituições sucessivas, ponto-a-ponto ao longo do tubo do condensador.

Durante o procedimento de solução, o valor do título em um determinado volume pode tornar-se negativo. Considera-se então que o início da região líquida ocorra a partir de $x=0,001$.

3.2 DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES GOVERNANTES

Para obter a solução numérica das equações do escoamento ao longo do tubo do condensador, Eqs. (2.1), (2.5) e (2.17), o domínio de solução é dividido em $m-1$ volumes de controle, como mostrado na Fig. 3.1, e as equações são integradas no tempo e ao longo de cada um desses volumes.

Figura 21 – Malha computacional ao longo do tubo do condensador.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Dessa forma obtém-se um sistema de equações algébricas para cada ponto da malha computacional ao longo do tubo do condensador.

As variáveis dependentes são armazenadas nas faces dos volumes de controle, como mostrado na Fig. 3.1. Para realizar as integrais ao longo do volume de controle, ou seja, de $n-1$ a n , as variáveis são assumidas iguais aos seus respectivos valores no ponto n , aproximação de primeira ordem. Para realizar as integrais no tempo, as variáveis são avaliadas no instante de tempo $t+r\Delta t$, no qual $0 \leq r \leq 1$, cujos extremos representam, respectivamente, as formulações explícita, $r = 0$, e totalmente implícita, $r = 1$. Desta forma, para uma variável genérica ϕ :

$$\int_t^{t+\Delta t} \phi dt = \phi^{t+r\Delta t} \Delta t = [(1-r)\phi^t + r\phi^{t+\Delta t}] \Delta t \quad (82)$$

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

Denota-se, por conveniência, o instante de tempo anterior pelo índice superior “o” e as variáveis avaliadas no instante de tempo atual ou novo, $t+\Delta t$, aparecem sem nenhum índice superior.

Adotando as aproximações e procedimentos anteriores, apresenta-se em seguida a discretização das equações do escoamento ao longo do tubo do condensador.

a) Equação da Conservação da Massa

Integrando 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

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{n-1}^n \frac{\partial \rho_r}{\partial t} dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{n-1}^n \frac{\partial G}{\partial z} dz dt = 0 \quad (83)$$

Realizando as integrações da Eq. (3.2), omitindo o índice superior e substituindo $G = (\rho_r u)$ obtém-se a equação discretizada para o cálculo da velocidade do refrigerante no interior do tubo do condensador, dada por

$$u_n = \frac{(\rho_r u)_{n-1} - (\rho_{r,n} - \rho_{r,n}^o) \frac{\Delta z}{\Delta t}}{\rho_{r,n}} \quad (84)$$

b) Equação da Quantidade de Movimento

Integrando-se a equação da quantidade de movimento, Eq. (2.5), no tempo e no espaço, ao longo do volume de controle mostrado na Fig. 3.1, obtém-se

$$\begin{aligned} \int_t^{t+\Delta t} \int_{n-1}^n \frac{\partial G}{\partial t} dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{n-1}^n \frac{\partial(Gu)}{\partial z} dz dt = \\ = - \int_t^{t+\Delta t} \int_{n-1}^n \frac{\partial p}{\partial z} dz dt - \int_t^{t+\Delta t} \int_{n-1}^n F_z dz dt \end{aligned} \quad (85)$$

Realizando as integrações da Eq. (3.4) obtém-se a equação discretizada para o cálculo da pressão do fluido refrigerante ao longo do tubo do condensador, dada por

$$p_n = p_{n-1} - (G_n - G_n^o) \frac{\Delta z}{\Delta t} - (G_n u_n - G_{n-1} u_{n-1}) - F_{z,n} \Delta z \quad (86)$$

c) Equação da Conservação da Energia

Integrando-se a equação da conservação de energia do fluido refrigerante, Eq. (2.17), no tempo e no espaço, ao longo do volume de controle mostrado na Fig. 3.1, obtém-se

$$\begin{aligned} \int_t^{t+\Delta t} \int_{n-1}^n \frac{\partial(\rho_r i_o)}{\partial t} dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{n-1}^n \frac{\partial(G i_o)}{\partial z} dz dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_{n-1}^n \frac{\partial p}{\partial t} dz dt - \\ - \int_t^{t+\Delta t} \int_{n-1}^n \frac{2}{A_i} [U_1 P_{f1} (T_r - T_{f1}) + U_4 P_{pa} (T_r - T_a) + U_5 P_{ca} (T_r - T_{ca})] dz dt \end{aligned} \quad (87)$$

Da mesma forma, realizando as integrações da Eq. (3.6) obtém-se a equação discretizada para o cálculo da entalpia de estagnação do fluido refrigerante, dada por

$$i_{o,n} = \frac{G_{n-1}}{a_n} i_{o,n-1} + \frac{b_n}{a_n} \quad (88)$$

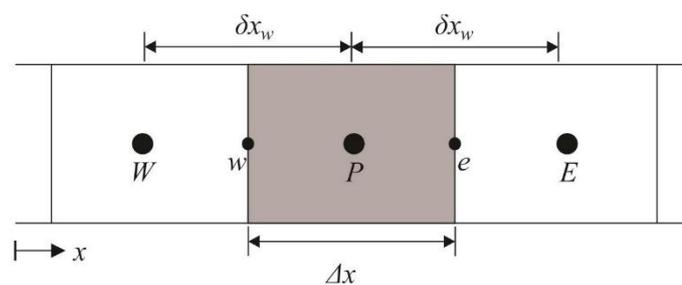
na qual os coeficientes a_n e b_n são, respectivamente, dados por

$$a_n = \rho_n \frac{\Delta z}{\Delta t} + G_n \quad (89)$$

$$b_n = (\rho_{o,n}^o i_{o,n}^o + p_n - p_n^o) \frac{\Delta z}{\Delta t} - \frac{2}{A_i} [U_1 P_{f1} (T_r - T_{f1}) + U_4 P_{pa} (T_r - T_a) + U_5 P_{ca} (T_r - T_{ca})]_n \Delta z \quad (90)$$

As equações de conservação de energia ao longo da fita de alumínio, Eqs. (2.23), (2.26) e (2.30), são resolvidas numericamente usando-se o método de Volumes Finitos. Nesse caso, o domínio de solução é dividido em m volumes de controle e as propriedades são armazenadas nos centros desses volumes (ver Fig. 3.2).

Figura 22 – Malha computacional unidimensional ao longo da fita de alumínio.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Na Figura 3.2 apresenta-se um trecho da malha computacional usada ao longo da fita de alumínio. Observa-se na Fig. 3.2 que as faces dos volumes de controle são denotadas pelos índices minúsculos w e e e os centros dos volumes de controle, são denotados por índices maiúsculos W , P e E .

Integrando a equação da conservação de energia do trecho 0-1, Eq. (2.23), no tempo e espaço, ao longo do volume de controle mostrado na Fig. 3.2 obtém-se

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{1}{\alpha_f} \frac{\partial T_f}{\partial t} dxdt = \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} dxdt + \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{U_1(T_r - T_f)}{k_f t_f} dxdt - \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{U_2(T_f - T_g)}{k_f t_f} dxdt \quad (91)$$

Realizando as integrações e aproximando as derivadas das temperaturas nas faces e e w do volume de controle por diferenças centrais obtém-se a equação discretizada para o cálculo da temperatura da fita de alumínio ao longo do trecho 0-1, dada por

$$a_{P1} T_{f,P} = a_E T_{f,E} + a_W T_{f,W} + b_1 + a_P^o T_{f,P}^o \quad (92)$$

na qual os coeficientes a_{P1} , a_E , a_W e a_P^o e o termo b_1 são, respectivamente, dados por

$$a_{P1} = a_P^o + a_E + a_W + (U_1 + U_2) \frac{\Delta x}{t_f} \quad (93)$$

$$a_E = \frac{k_f}{\delta x_e} \quad a_W = \frac{k_f}{\delta x_w} \quad (94)$$

$$a_P^o = \frac{\rho_f c_f \Delta x}{\Delta t} \quad (95)$$

$$b_1 = (U_1 T_1 + U_2 T_2) \frac{\Delta x}{t_f} \quad (96)$$

Integrando a equação da conservação de energia do trecho 1-2, Eq. (2.26), no tempo e espaço, ao longo do volume de controle mostrado na Fig. 3.2 obtém-se

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{1}{\alpha_f} \frac{\partial T_f}{\partial t} dxdt = \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} dxdt - \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{h_{ca}(T_f - T_{ca})}{k_f t_f} dxdt - \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{U_2(T_f - T_g)}{k_f t_f} dxdt \quad (97)$$

Realizando as integrações da Eq. (3.16) obtém-se a equação discretizada para o cálculo

da temperatura da fita de alumínio ao longo do trecho 1-2, dada por

$$a_{P2}T_{f,P} = a_E T_{f,E} + a_W T_{f,W} + b_2 + a_P^0 T_{f,P}^0 \quad (98)$$

na qual o coeficiente a_{P2} e o termo b_2 são, respectivamente

$$a_{P2} = a_P^0 + a_E + a_W + (h_{ca} + U_2) \frac{\Delta x}{t_f} \quad (99)$$

$$b_2 = (h_{ca} T_{ca} + U_2 T_g) \frac{\Delta x}{t_f} \quad (100)$$

Integrando a equação da conservação de energia do trecho 2-3, Eq. (2.30), no tempo e no espaço, ao longo do volume de controle mostrado na Fig. 3.2, obtém-se

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{1}{\alpha_f} \frac{\partial T_f}{\partial t} dx dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} dx dt - \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{U_3 (T_f - T_a)}{k_f t_f} dx dt - \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{U_2 (T_f - T_g)}{k_f t_f} dx dt \quad (101)$$

Realizando as integrações da Eq. (3.20) obtém-se a equação discretizada para o cálculo da temperatura da fita de alumínio ao longo do trecho 2-3, dada por

$$a_{P3}T_{f,P} = a_E T_{f,E} + a_W T_{f,W} + b_3 + a_P^0 T_{f,P}^0 \quad (102)$$

na qual o coeficiente a_{P3} e o termo b_3 são, respectivamente:

$$a_{P3} = a_P^0 + a_E + a_W + (U_2 + U_3) \frac{\Delta x}{t_f} \quad (103)$$

$$b_3 = (U_2 T_g + U_3 T_a) \frac{\Delta x}{t_f} \quad (104)$$

As Equações (3.11), (3.17) e (3.21) correspondem à forma padrão de se escrever a equação discretizada no método de Volumes Finitos, na qual a temperatura no ponto P, mostrado na Fig. 3.2, é escrita em função das temperaturas dos pontos nodais vizinhos. Tais

equações são escritas para cada ponto ao longo da malha computacional obtendo-se, dessa forma, um sistema de n equações algébricas e n incógnitas que, ao ser resolvido, fornece a distribuição de temperatura ao longo da fita de alumínio.

3.3 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO

O escoamento do fluido refrigerante e a transferência de calor com o compartimento refrigerado e com o meio ambiente constituem um problema de valor inicial, uma vez que parâmetros, tais como, vazão em massa, temperatura e pressão do refrigerante são conhecidos na entrada do tubo do condensador. Além disso, esse escoamento é altamente convectivo e, portanto, as informações são transferidas apenas em um sentido, o que equivale a dizer que o escoamento é parabólico para efeito de solução.

O modelo permite o cálculo das distribuições de temperatura e pressão do fluido refrigerante ao longo do tubo do condensador e da distribuição de temperatura ao longo da fita de alumínio e, conseqüentemente, da capacidade de condensação. Para isso, os dados geométricos do condensador e as condições de operação devem ser fornecidas.

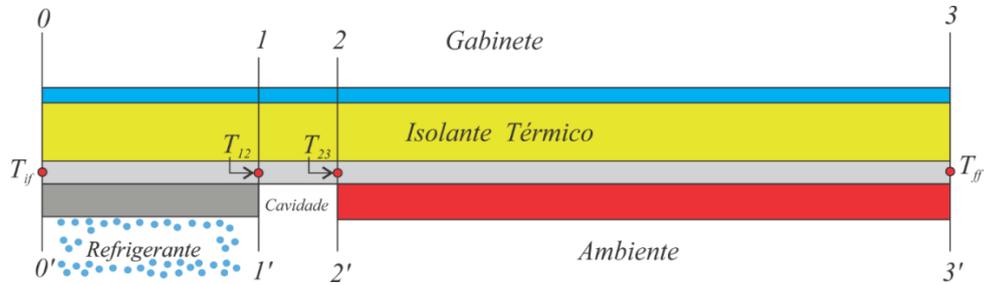
Dessa forma, conhecendo-se a vazão em massa de refrigerante, a temperatura e a pressão do refrigerante na entrada do condensador, as temperaturas do compartimento refrigerado e do ambiente externo e os dados geométricos do condensador, obtém-se a solução do sistema composto pelas Eqs. (3.3), (3.5), (3.7) , (3.11) , (3.17) e (3.21). A solução é obtida por substituições sucessivas, iterativamente, ponto-a-ponto ao longo do tubo do condensador até sua saída.

Em cada ponto nodal da malha computacional ao longo do tubo do condensador determinam-se as variáveis: u , p e i_0 . Determina-se também a distribuição de temperatura ao longo dos trechos 0-1, 1-2 e 2-3 da fita de alumínio, T_f . A convergência do processo iterativo é obtida quando a maior diferença absoluta entre as variáveis de interesse em duas iterações sucessivas for inferior a 10^{-4} .

Para solução das equações discretizadas ao longo da fita de alumínio, Eqs. (3.11), (3.17) e (3.21), adotada-se o algoritmo da Matriz Tri-diagonal, conhecido como TDMA *Tri-Diagonal Matrix Algorithm*, em razão da forma simplificada dessas equações, nas quais cada ponto possui sua temperatura dependente apenas dos vizinhos da esquerda e da direita. Para isso considera-se cada trecho com temperaturas prescritas nas extremidades, como mostrado na Fig. 3.3.

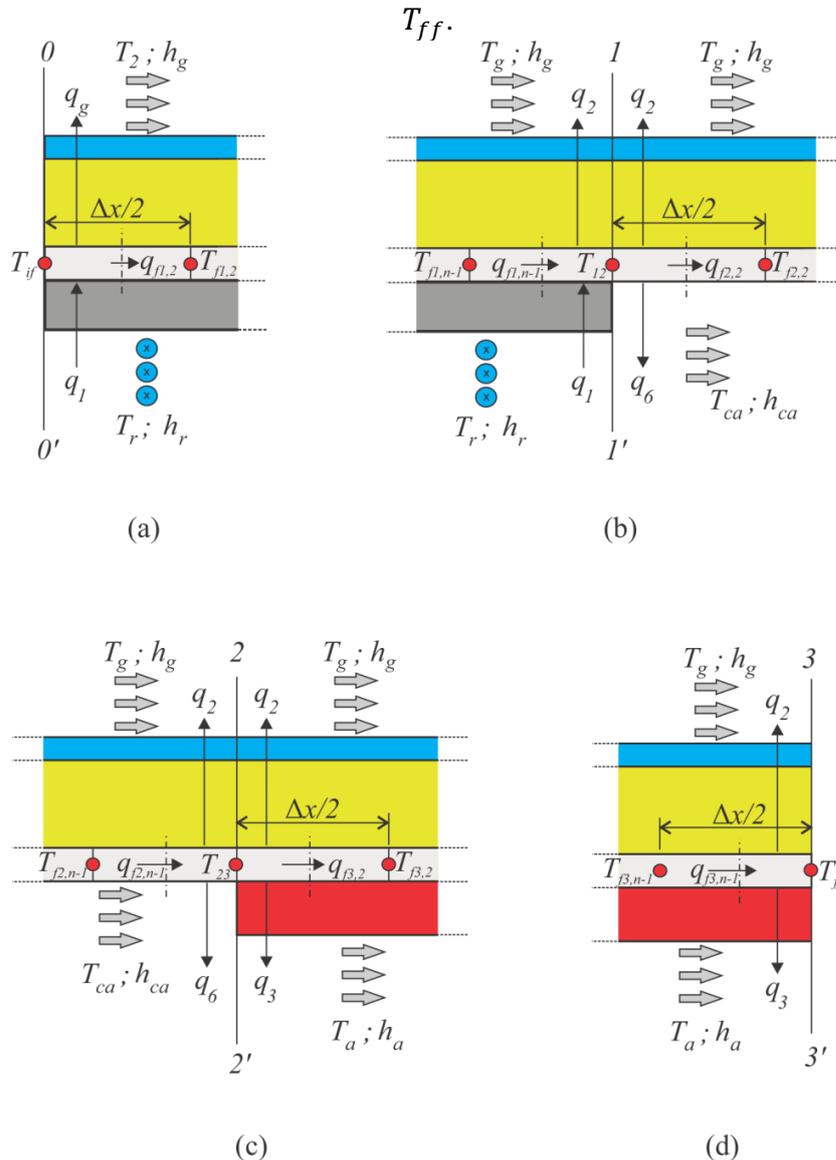
As equações para o cálculo das temperaturas T_{if} , T_{12} , T_{23} e T_{ff} foram obtidas a partir de balanços de energia nos volumes de controle mostrados, respectivamente, nas Figs. 3.4(a) a 3.4(d).

Figura 23 – Unidade elementar com as temperaturas nas interfaces.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 24 - Balanços de energia para o cálculo das temperaturas: (a) T_{if} , (b) T_{12} , (c) T_{23} e (d) T_{ff} .



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Realizando então esses balanços de energia obtém-se as equações para o cálculo das temperaturas T_{if} , T_{12} , T_{23} e T_{ff} , respectivamente, dadas por

$$T_{if} = \frac{\frac{\Delta x(U_1 T_r + U_2 T_g)}{4} + \frac{2k_f t_f T_{f1,2}}{\Delta x_1}}{\frac{\Delta x(U_1 + U_2)}{4} + \frac{2k_f t_f}{\Delta x}} \quad (105)$$

$$T_{12} = \frac{2k_f t_f \left(\frac{T_{f1,n-1}}{\Delta x} + \frac{T_{f2,2}}{\Delta x} \right) + \left[\frac{\Delta x(U_1 T_r + U_2 T_g)}{4} \right] + \left[\frac{\Delta x(h_{ca} T_{ca} + U_2 T_g)}{4} \right]}{\frac{4k_f t_f}{\Delta x} + \left[\frac{\Delta x(U_1 + U_2)}{4} \right] + \left[\frac{\Delta x(h_{ca} + U_2)}{4} \right]} \quad (106)$$

$$T_{23} = \frac{2k_f t_f \left(\frac{T_{f2,n-1}}{\Delta x} + \frac{T_{f3,2}}{\Delta x} \right) + \left[\frac{\Delta x(h_{ca} T_{ca} + U_2 T_g)}{4} \right] + \left[\frac{\Delta x(U_3 T_a + U_2 T_g)}{4} \right]}{\frac{4k_f t_f}{\Delta x} + \left[\frac{\Delta x(h_{ca} + U_2)}{4} \right] + \left[\frac{\Delta x(U_3 + U_2)}{4} \right]} \quad (107)$$

$$T_{ff} = \frac{\frac{\Delta x(U_3 T_a + U_2 T_g)}{4} + \frac{2k_f t_f T_{f3,n}}{\Delta x}}{\frac{\Delta x(U_3 + U_2)}{4} + \frac{2k_f t_f}{\Delta x}} \quad (108)$$

No método TDMA, as equações discretizadas de cada trecho, Eqs. (3.11), (3.17) e (3.21) são escritas como

$$T_i = A_i T_{i+1} + B_i \quad (109)$$

na qual os coeficientes A_i e B_i são, respectivamente, dados por

$$A_i = \frac{a_E}{a_p - a_w A_{i-1}} \quad (110)$$

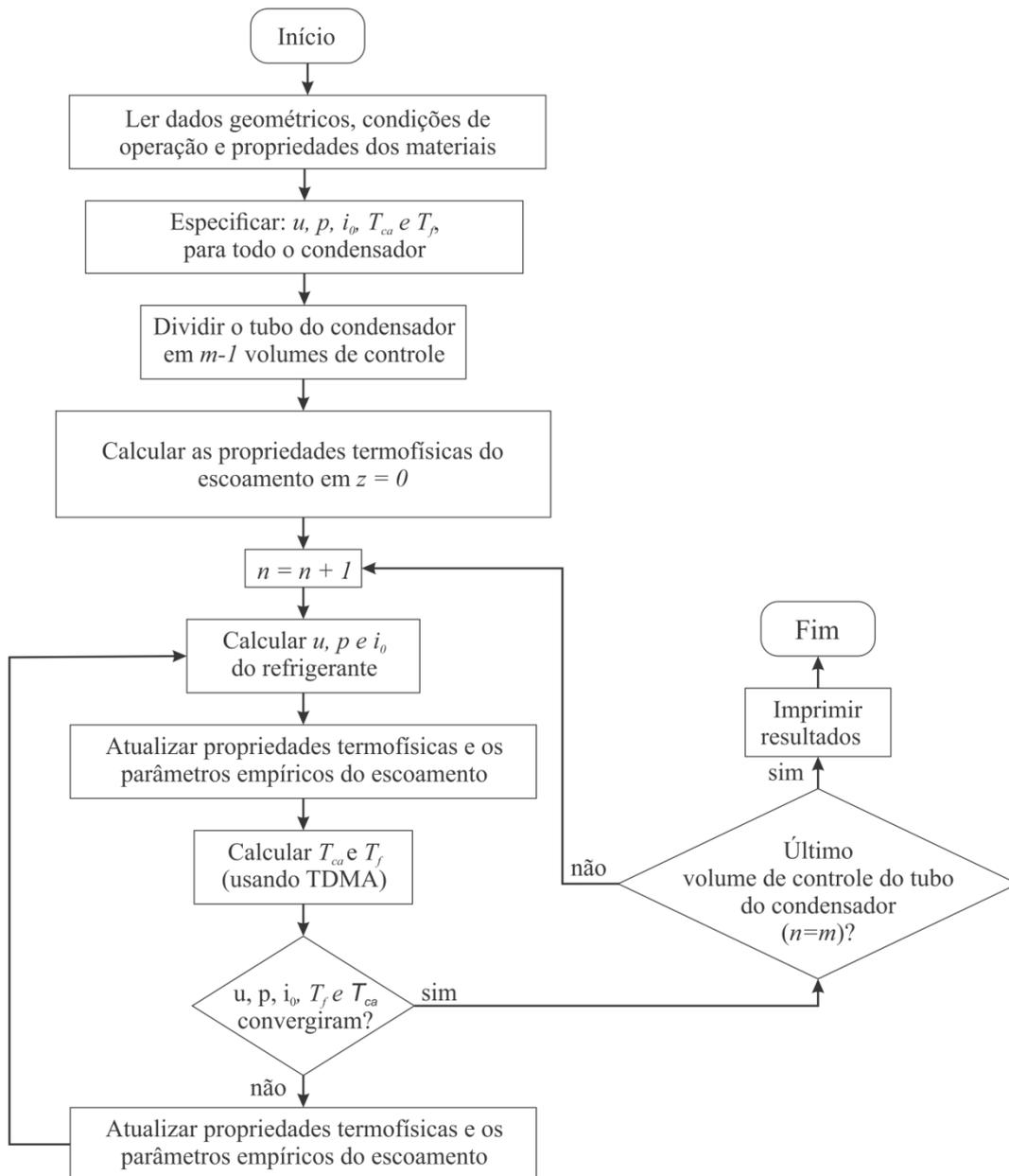
$$B_i = \frac{b + a_p^0 T_p^0 + a_w B_{i-1}}{a_p - a_w A_{i-1}} \quad (111)$$

nas quais o índice inferior i indica a posição ao longo da malha computacional.

As relações de recorrência, Eqs. (3.29) e (3.30), fornecem os coeficientes A_i e B_i em função de A_{i-1} e B_{i-1} . Dessa forma, as equações para cada trecho são resolvidas para i variando de 2 a $m-1$, pois para $i=0$ e $i=m$ as temperaturas são calculadas pelas Eqs. (3.24) a (3.27), em razão da condição de temperaturas prescritas nas extremidades de cada trecho.

O fluxograma de solução do modelo proposto é apresentado na Fig. 3.5.

Figura 25 – Fluxograma do algoritmo numérico para o modelo proposto.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo os resultados obtidos usando-se o modelo proposto são apresentados e discutidos. Inicialmente o trabalho experimental encontrado na literatura, cujos dados foram usados para a validação do modelo proposto, é abordado brevemente.

Em seguida, realiza-se uma análise de sensibilidade do modelo em relação à influência da malha computacional e das equações constitutivas usadas. Definido o modelo, os resultados calculados são comparados com os dados experimentais em termos de capacidade de condensação.

Posteriormente, apresenta-se uma análise da influência de alguns parâmetros, tais como vazão em massa de refrigerante, temperatura de entrada do refrigerante, diâmetro do tubo do condensador, temperatura do ar externo e temperatura do ar no compartimento refrigerado, sobre o desempenho do condensador, procurando-se destacar uma das potencialidades do modelo.

4.1 DADOS EXPERIMENTAIS

Para validar o modelo proposto, os resultados calculados são comparados com dados experimentais disponíveis na literatura. Entretanto, são poucos trabalhos experimentais encontrados na literatura atual, sobre o estudo de condensadores do tipo parede aquecida usados em refrigeradores domésticos.

Bansal e Chin (2002) realizaram experimentos em condensadores dos tipos arame-sobre-tubo e de parede aquecida, instalados em refrigeradores domésticos, que utilizavam o fluido refrigerante R134a como fluido de trabalho. Os ensaios experimentais foram realizados em um refrigerador posicionado no interior de uma câmara com temperatura ambiente mantida em 20°C ou 25°C e umidade relativa mantida em 60%.

As medições de temperatura foram efetuadas com termopares tipo K, *chromel-alumel*, com incerteza de medição de $\pm 0,1^\circ\text{C}$. As pressões foram medidas em quatro posições, entrada e saída do compressor e entrada e saída do condensador, usando-se transdutores com sistemas de medição do tipo *strain gauge*, com incerteza de medição na faixa de $\pm 0,02$ bar, para pressões até 10 bar. A vazão em massa do refrigerante foi medida com um transdutor do tipo *cariolis*, com precisão de $\pm 0,4\%$.

O condensador de parede aquecida analisado neste trabalho é o mesmo estudado por Bansal e Chin (2002), cujas dimensões geométricas e propriedades são apresentadas na

Tab. 4.1. O material do tubo do condensador e da placa aquecida é o aço, cujas propriedades termofísicas são também apresentadas na Tab. 4.1.

Tabela 1 - Características geométricas e propriedades do condensador de parede aquecida analisado.

Propriedades do Condensador	
Diâmetro interno do tubo [m]	0,00404
Diâmetro externo do tubo [m]	0,00475
Comprimento do tubo [m]	23,21
Área de transferência de calor interna (tubo)[m ²]	0,199
Área de transferência de calor externa (placa) [m ²]	3,24
Condutividade térmica do aço (tubo e placa) [W/mK]	50
Espessura da placa [mm]	4
Rugosidade absoluta [μm]	0,58

Fonte: Bansal e Chin (2002).

As condições de operação de quatro testes realizados por Bansal e Chin (2002) são apresentadas na Tab. 4.2. Observa-se nessa tabela que o fluido refrigerante apresenta um grau de superaquecimento de 5 °C na entrada do condensador.

Tabela 2 - Condições de teste usadas por Bansal e Chin (2002).

Condições de Teste	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Temperatura ambiente [°C]	20	25	20	25
Temperatura de saturação [°C]	32	37	35	40
Temperatura de entrada [°C]	37	42	40	45
Pressão na entrada [bar]	8,15	9,37	8,87	10,16
Faixa de vazões [g/s]	0,7-1,2			

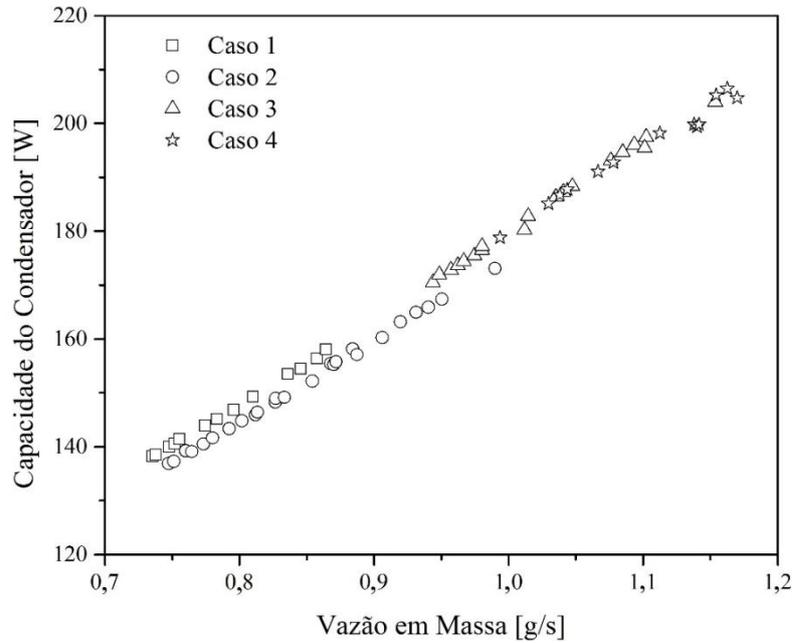
Fonte: Bansal e Chin (2002).

Na Figura 4.1 são apresentadas as capacidades térmicas do condensador de parede aquecida medidas por Bansal e Chin (2002), para cada uma das condições de teste apresentadas na Tab. 4.2 em função da vazão em massa do fluido refrigerante.

Observa-se na Figura 4.1 que a capacidade térmica do condensador, operando nas condições do Caso 1, é levemente superior (3%) em relação às condições de operação do Caso 2. Isso ocorre em razão da menor temperatura de operação do condensador no Caso 1,

32 °C, embora as diferenças entre as temperaturas de saturação e do ambiente sejam as mesmas nos dois casos, 12 °C. A mesma tendência é observada entre os Casos 3 e 4, nos quais a diferença entre as temperaturas de saturação e do ambiente é de 15 °C.

Figura 26 – Capacidades térmicas do condensador medidas em função da vazão em massa do fluido refrigerante.



Fonte: Bansal e Chin (2002).

Alguns dados geométricos e as condutividades térmicas da fita de alumínio, do isolante térmico e do revestimento interno do compartimento refrigerado que foram adotados neste trabalho são os mesmos usados por Colombo (2014) e são apresentadas na Tab. 4.3.

Tabela 3 - Características geométricas e termofísicas dos materiais.

Fita de Alumínio	
Condutividade térmica [W/mK]	170
Largura [mm]	50
Espessura [mm]	0,05
Ângulo de contato fita/tubo [rad]	6
Isolamento térmico	
Material	Poliuretano (PU)
Condutividade térmica [W/mK]	0,0214
Espessura [mm]	50
Revestimento interno	
Material	Resina ABS
Condutividade térmica [W/mK]	1,5
Espessura [mm]	1

Fonte: Colombo (2014)

4.2 INFLUÊNCIA DA MALHA COMPUTACIONAL

Para avaliar a influência da malha computacional usada na discretização do tubo do condensador, foram realizados testes de refinamento usando-se malhas com 100, 200, 800 e 1600 volumes. As condições de operação empregadas nessa análise são aquelas do Caso 1, apresentadas na Tab 4.2, com uma vazão em massa do refrigerante de 0,85 g/s. A temperatura do compartimento refrigerado foi considerada constante igual a 5 °C.

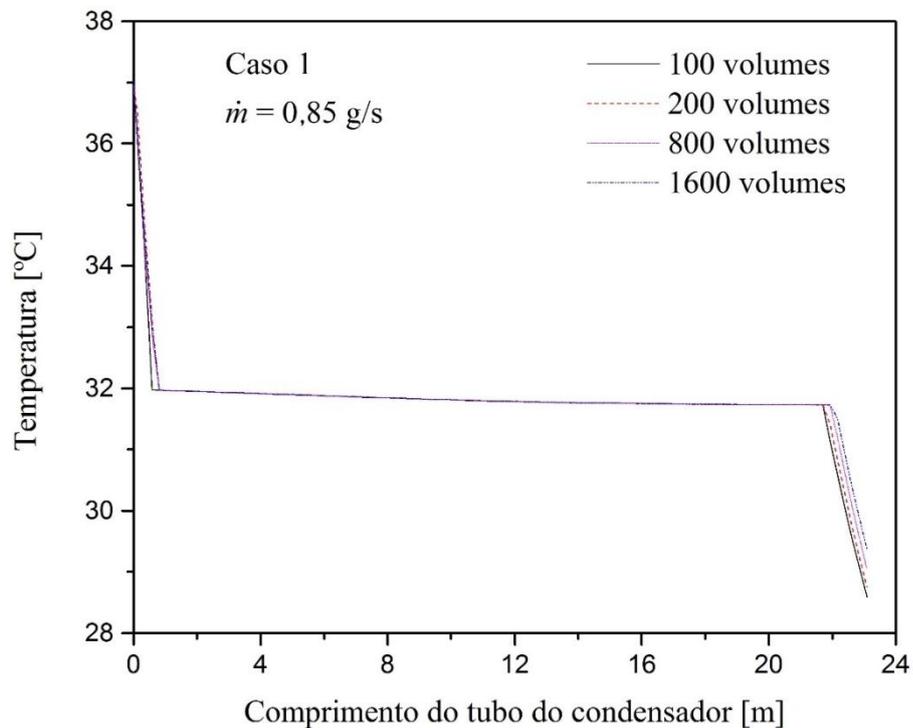
As equações constitutivas usadas para a realização desses testes são aquelas da configuração básica do modelo, denominada aqui de Configuração 1, apresentada na Tab. 4.8. A análise da influência do aumento do número de volumes na malha foi realizada comparando-se as distribuições de temperatura e pressão do fluido refrigerante ao longo do tubo do condensador.

A Figura 4.2 apresenta as distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do tubo do condensador, para cada malha computacional analisada. Observam-se nessa figura as três regiões características do escoamento ao longo do tubo de um condensador. A temperatura do refrigerante diminui inicialmente na região superaquecida de 37 °C até a temperatura de saturação 32 °C. Em seguida inicia-se a região de mudança de fase, aproximadamente a 0,75 m da entrada do condensador, até aproximadamente 22 m da entrada do condensador. A partir daí inicia-se a região de líquido sub-resfriado e o refrigerante atinge aproximadamente a temperatura de 29 °C na saída do condensador.

Observa-se também na Fig. 4.2 que o aumento do número de volumes de controle da malha computacional, praticamente, não influenciou a distribuição de temperatura do refrigerante ao longo do tubo do condensador, principalmente nas regiões de vapor superaquecido e bifásica. Pequenas diferenças entre esses perfis de temperatura foram observados na região de líquido subresfriado, os quais são mostrados em destaque na Fig. 4.3. Nota-se que a diferença média entre as temperaturas do refrigerante na saída do condensador é muito pequena, aproximadamente de 0,5 °C.

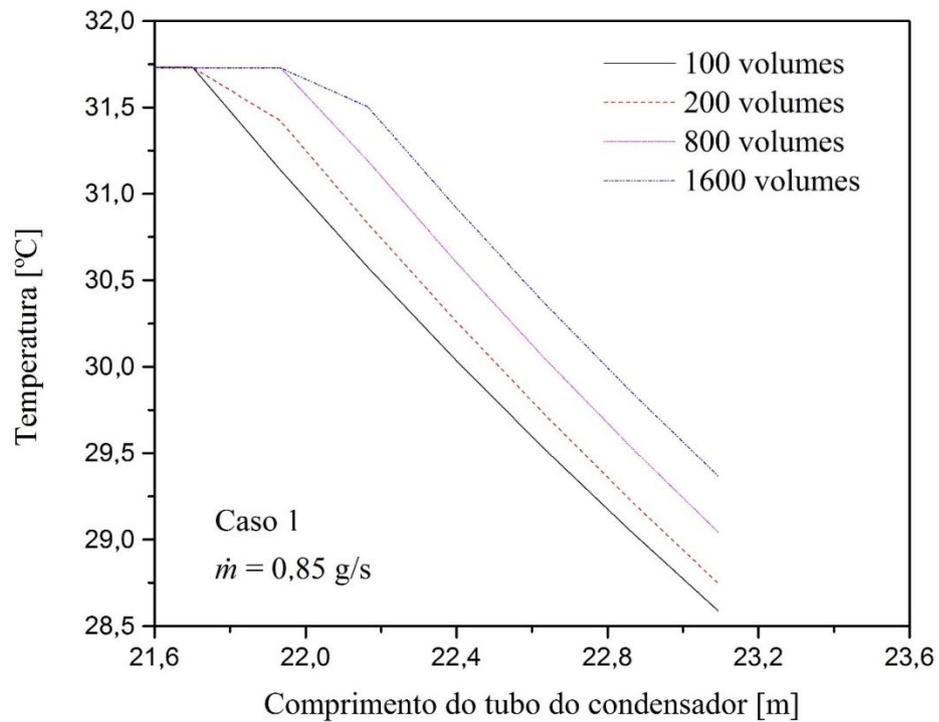
Na Figura 4.4 apresentam-se as distribuições de pressão do refrigerante ao longo do tubo do condensador para as diferentes malhas analisadas. Nota-se, mais uma vez, que o aumento do número de volumes da malha computacional possui pouca influência sobre os perfis de pressão calculados. Além disso, verifica-se na Fig. 4.4 que a queda de pressão do escoamento do fluido refrigerante ao longo de todo o condensador é pequena, aproximadamente de 0,06 bar.

Figura 27 – Influência do refinamento da malha computacional: distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do condensador.



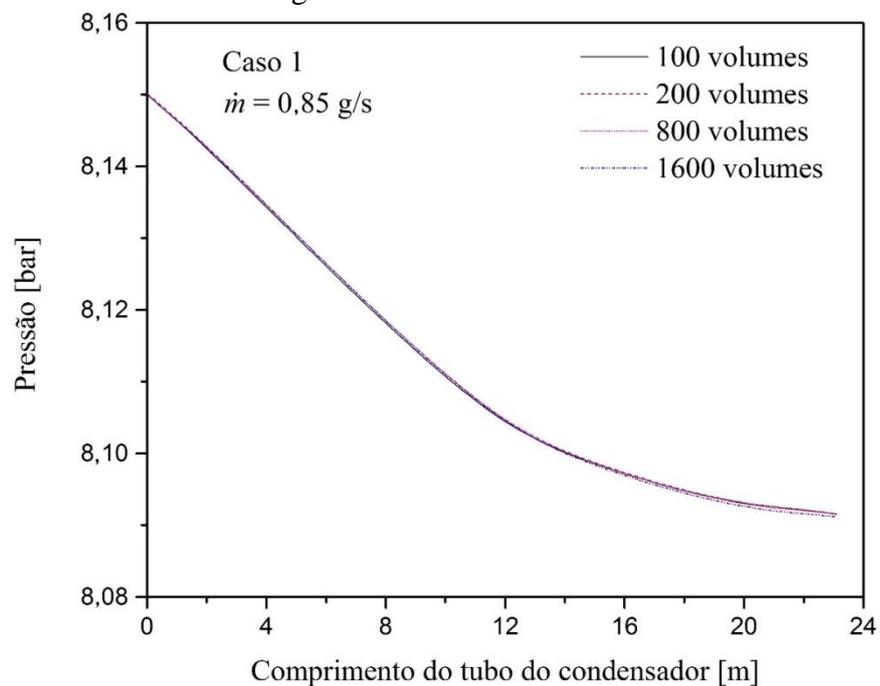
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 28 – Influência do refinamento da malha computacional: perfis de temperatura na região líquida.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 29 – Influência do refinamento da malha computacional: distribuições de pressão ao longo do tubo do condensador.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Dessa forma, considerando que nos testes realizados com malhas acima de 100 volumes de controle, a influência sobre os perfis de temperatura e pressão do fluido refrigerante ao

longo do condensador, para o caso analisado, foi praticamente desprezível, adotou-se a malha com 100 volumes de controle para obtenção dos resultados, uma vez que proporciona tempos de processamentos computacionais menores.

4.3 INFLUÊNCIA DAS EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS

O modelo proposto no Capítulo 2, consiste das Eqs (2.1), (2.5), (2.17), (2.23), (2.26) e (2.30) que devem ser solucionadas, respectivamente, para o cálculo das variáveis: u , p , i_0 e T_f , respectivamente, nos trechos 0-1, 1-2, e 2-3. Além dessas equações é necessário a utilização de equações constitutivas para o cálculo da parcela de queda de pressão devido ao atrito e dos coeficientes de transferência de calor por convecção no interior do tubo e no lado do ar.

As propriedades termofísicas do fluido refrigerante e do ar são calculadas usando-se a base de dados de propriedades termofísicas REFPROP 8.0 (LEMMON; HUBER; MCLINDEN, 2007).

Uma vez que os resultados obtidos dependem das equações constitutivas apresentadas no Item 2.5, realiza-se inicialmente uma análise de sensibilidade do modelo com o intuito de verificar a influência dessas equações e definir o melhor conjunto de correlações a ser adotado.

Nesta etapa, os resultados calculados de capacidade do condensador, q_c , usando as diferentes equações constitutivas, são comparados com os dados experimentais de Bansal e Chin (2002). Os parâmetros geométricos do condensador e as condições de operação usadas são apresentadas nas Tabs. 4.1 a 4.3. A capacidade do condensador é calculada por: $q_c = q_4 + 2(q_3 + q_7)$ (ver Fig. 1.4).

Para uma avaliação qualitativa da comparação entre os resultados numéricos e os experimentais usa-se o desvio absoluto médio, \bar{D} , calculado como a média, entre todos os testes realizados, n , do valor absoluto da diferença entre o valor medido da capacidade do condensador, $q_{c,med}$, e o valor calculado pelo modelo, $q_{c,calc}$, em relação ao valor medido, ou seja

$$\bar{D} = \frac{\sum_1^n \left(\frac{|q_{c,med} - q_{c,calc}|}{q_{c,med}} 100 \right)}{n} \quad (4.1)$$

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

Os testes foram então realizados a partir de uma configuração básica do modelo, Configuração 1, na qual as equações constitutivas adotadas foram:

- (i) Fator de atrito na região líquida e de vapor superaquecido: correlação de Churchill (1977);
- (ii) Força de atrito por unidade de volume na região bifásica: correlação Lin *et al.* (1991);
- (iii) Coeficiente de transferência de calor na região líquida e de vapor superaquecido: correlação de Dittus-Boelter (1930);
- (iv) Coeficiente de transferência de calor na região bifásica: correlação de Shao e Granryd (1995);
- (v) Coeficiente de transferência de calor do ar externo e do ar no compartimento refrigerado: correlação de Churchill e Chu (1975).

O desvio absoluto médio foi obtido para essa configuração básica do modelo, usando-se todos os 70 dados experimentais de capacidade do condensador apresentados na Fig. 4.1. Em seguida, o mesmo procedimento foi adotado para cada uma das equações constitutivas apresentadas no Item 2.5. Os desvios absolutos médios de cada teste foram comparados até se encontrar a melhor configuração de equações constitutivas, ou seja, aquela que resultou no menor desvio absoluto médio. Os resultados de todos os testes realizados são apresentados nos Apêndices A a D.

A Tabela 4.4 apresenta os desvios absolutos médios entre os valores medidos por Bansal e Chin (2002) e calculados da capacidade do condensador para os Casos 1 a 4, apresentados na Tab 4.2, usando cada uma das equações constitutivas para o cálculo do fator de atrito nas regiões monofásicas.

Tabela 4 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas por Bansal e Chin (2002) e calculadas: correlações do fator de atrito monofásico - Casos 1 a 4.

Casos	Churchill (1977)	Serghides (1984)	Pethukov (1970)	Haaland (1983)
Caso 1	1,88	1,88	1,88	1,81
Caso 2	1,81	1,80	1,81	1,79
Caso 3	0,67	0,65	0,64	0,57
Caso 4	2,95	2,95	2,95	2,90
Desvio absoluto médio %	1,83	1,82	1,82	1,77

Fonte: Elaboração própria do autor.

Observa-se na Tabela 4.4 que os desvios absolutos médios são praticamente iguais. A correlação de Haaland (1983) foi adotada no modelo, uma vez que resultou em um desvio absoluto médio levemente inferior às demais, de 1,77 %.

Para analisar a influência do modelo de cálculo da força de atrito, $F_z = (dp/dz)_F$, na região bifásica, foram avaliadas as correlações de Lin *et al.* (1991) e de Lockhart e Martinelli (1949). Não foi possível avaliar o modelo de viscosidade bifásica média e a correlação de Grönnerud (1972) em razão de erros numéricos no programa computacional quando essas correlações foram usadas.

Tabela 5 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas Bansal e Chin (2002) e calculadas: correlações da força de atrito na região bifásica - Casos 1 a 4.

Casos	Lin <i>et al.</i> (1991)	Lockhart e Martinelli (1949)
Caso 1	1,81	1,90
Caso 2	1,79	1,81
Caso 3	0,57	0,66
Caso 4	2,90	2,90
Desvio absoluto médio %	1,77	1,82

Fonte: Elaboração própria do autor.

A Tabela 4.5 apresenta os desvios absolutos médios entre os valores de capacidade do condensador medidos (BANSAL; CHIN, 2002) e calculados, para os Casos 1 a 4 (Tab. 4.2), usando cada uma das correlações para o cálculo da força de atrito na região bifásica. Observa-se na Tabela 4.5, que a correlação de Lin *et al.* (1991) resultou em um desvio levemente inferior, de 1,77 %, e por isso, foi adotada no modelo.

Na Tabela 4.6 são apresentados os resultados obtidos, para os Casos 1 a 4 (Tab. 4.2), usando cada uma das correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, CTC, nas regiões de escoamento monofásico: equação de Dittus-Boelter (1930) e equação de Gnielinski (1976). Observa-se na Tabela 4.6 que a correlação de Dittus-Boelter (1930) resultou em um desvio absoluto médio menor, de 1,77 %, e dessa forma foi adotada no modelo.

Os desvios absolutos médios obtidos nos testes das correlações usadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, CTC, na região bifásica são apresentados na Tab. 4.7. Nesse caso, a correlação de Shao e Granryd (1995) foi adotada no modelo, uma vez que

obteve-se o menor desvio absoluto médio, 1,77 %, em relação às demais correlações empregadas.

Tabela 6 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas Bansal e Chin (2002) e calculadas – correlações do CTC monofásico – Casos 1 a 4.

Casos	Dittus-Boelter (1930)	Gnielinski (1976)
Caso 1	1,81	1,88
Caso 2	1,79	1,80
Caso 3	0,57	0,67
Caso 4	2,90	4,00
Desvio absoluto médio %	1,77	2,08

Fonte: Elaboração própria do autor.

Tabela 7 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas Bansal e Chin (2002) e calculadas – correlações do CTC bifásico – Casos 1 a 4.

Casos	Shao e Granryd (1995)	Cavallini <i>et al.</i> (1999)	Mueller (1997)
Caso 1	1,81	1,99	1,98
Caso 2	1,79	1,97	2,02
Caso 3	0,57	0,80	0,98
Caso 4	2,90	3,11	3,31
Desvio absoluto médio %	1,77	1,96	2,07

Fonte: Elaboração própria do autor.

4.4 DEFINIÇÃO DO MODELO

Concluída a etapa de análise da influência das equações constitutivas sobre os resultados obtidos, a combinação de correlações que resultou no menor desvio absoluto médio foi escolhida e o modelo foi definido.

No total foram analisadas 10 combinações de equações constitutivas e apenas duas apresentaram erros computacionais. As configurações que não apresentaram erros computacionais e seus respectivos desvios absolutos médios obtidos são apresentados na Tab. 4.8.

Tabela 8 - Configurações do modelo em relação às equações constitutivas usadas e desvios absolutos médios calculados.

Configuração	Fator de atrito monofásico	Fator de atrito região bifásica	CTC monofásico	CTC bifásico	Desvio absoluto médio %
1	Churchill (1977)	Lin <i>et al.</i> (1991)	Dittus-Boelter (1930)	Shao e Granryd (1995)	1,83
2	Serghides (1984)	Lin <i>et al.</i> (1991)	Dittus-Boelter (1930)	Shao e Granryd (1995)	1,82
3	Pethukov (1970)	Lin <i>et al.</i> (1991)	Dittus-Boelter (1930)	Shao e Granryd (1995)	1,82
4	Haaland (1983)	Lin <i>et al.</i> (1991)	Dittus-Boelter (1930)	Shao e Granryd (1995)	1,77
5	Haaland (1983)	Lockart e Martinelli (1949)	Dittus-Boelter (1930)	Shao e Granryd (1995)	1,82
6	Haaland (1983)	Lin <i>et al.</i> (1991)	Gnielinski (1976)	Shao e Granryd (1995)	2,08
7	Haaland (1983)	Lin <i>et al.</i> (1991)	Dittus-Boelter (1930)	Cavallini <i>et al.</i> (1999)	1,96
8	Haaland (1983)	Lin <i>et al.</i> (1991)	Dittus-Boelter (1930)	Muller (1997)	2,07

Fonte: Elaboração própria do autor.

Observa-se na Tab. 4.8 que a Configuração 4 foi adotada no modelo. Portanto, as equações constitutivas escolhidas foram:

- (i) Fator de atrito nas regiões monofásicas: equação de Haaland (1983);
- (ii) Força de atrito por unidade de volume na região bifásica: equação de Lin *et al.* (1991);
- (iii) Coeficiente de transferência de calor na regiões monofásicas: equação de Dittus-Boelter (1930);
- (iv) Coeficiente de transferência de calor na região bifásica: equação de Shao e Granryd (1995);
- (v) Coeficiente de transferência de calor do ar externo e do ar no compartimento refrigerado: equação de Churchill e Chu (1995).

4.5 VALIDAÇÃO DO MODELO

Com o modelo definido, os resultados calculados foram comparados com os dados experimentais obtidos por Bansal e Chin (2002). Nas Figuras 4.5 e 4.6 apresentam-se, respectivamente para os Casos 1 e 2 e para os Casos 3 e 4 da Tab. 4.2, as comparações entre as capacidades do condensador calculadas pelo modelo proposto neste trabalho e os dados experimentais de Bansal e Chin (2002).

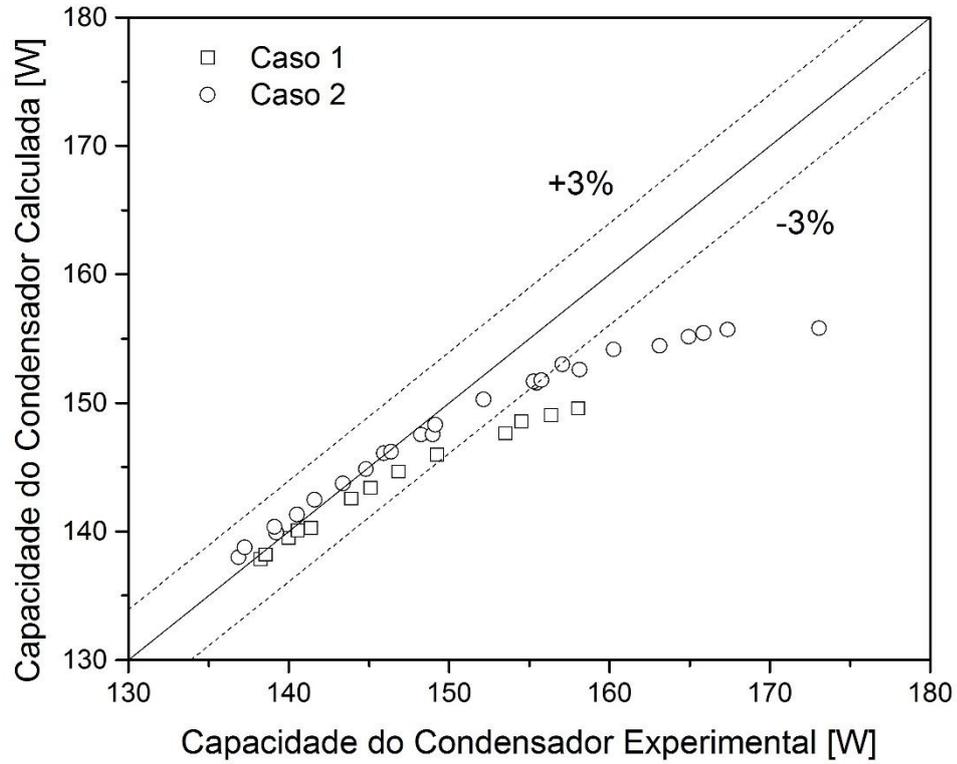
Observa-se nas Figuras 4.5 e 4.6 que as capacidades do condensador calculadas pelo presente modelo encontram-se na faixa de -2,9 % a 8,4 % em relação aos dados experimentais. Considerando todos os testes realizados, o desvio absoluto médio foi de 1,8 %, sendo que o maior desvio absoluto, 8,4 %, ocorreu para o Caso 2, com a vazão em massa de 0,99 g/s (ver Tab. C2).

Considerando ainda todos os testes realizados, é importante mencionar que aproximadamente 66 % dos valores calculados apresentaram desvios médios absolutos na faixa de ± 3 %.

Nota-se nas Figuras 4.5 e 4.6 a tendência do modelo em superestimar a capacidade do condensador para vazões de refrigerante menores e subestimar a capacidade do condensador com o aumento das vazões de refrigerante. Essa tendência é mais nítida para os Casos 3 e 4, mostrados na Fig. 4.6.

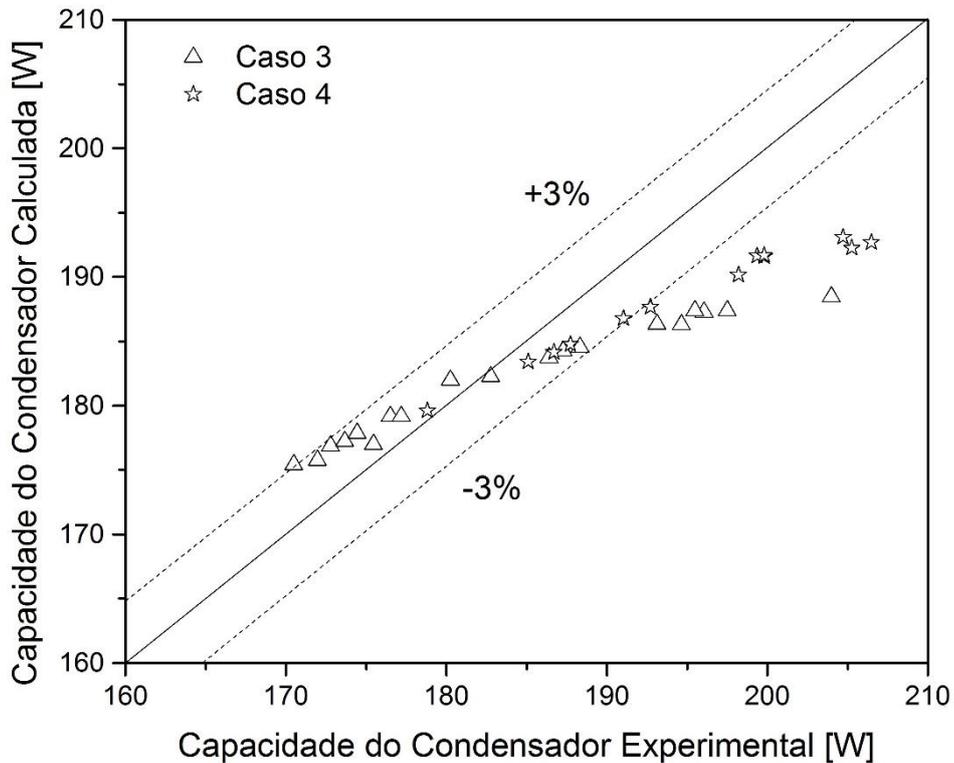
Para ressaltar essa tendência, apresentam-se nas Figs. 4.7 e 4.8 as distribuições de capacidade do condensador em função da vazão em massa do fluido refrigerante, respectivamente, para os casos 2 e 3. Essa tendência pode estar relacionada com as incertezas das correlações constitutivas para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor, principalmente na região de escoamento bifásico.

Figure 30 - Comparação entre as capacidades do condensador calculadas (Caso 1 e 2) e medidas Bansal e Chin (2002).



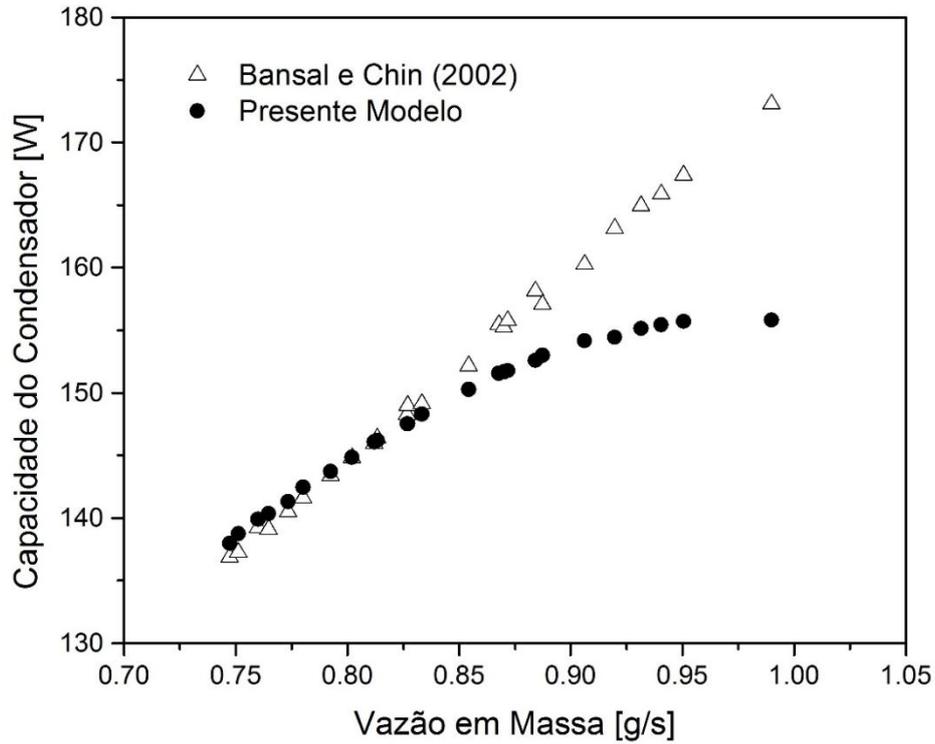
Fonte: Elaboração própria do autor.

Figure 31 - Comparação entre as capacidades do condensador calculadas (Caso 3 e 4) e medidas por Bansal e Chin (2002).



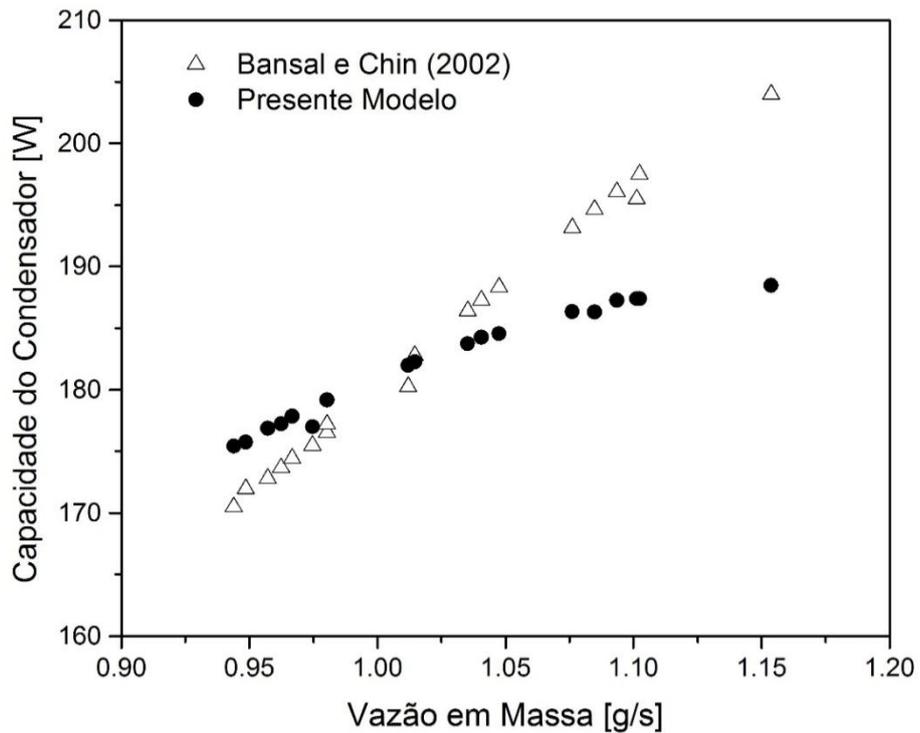
Fonte: Elaboração própria do autor.

Figura 32 - Capacidade do condensador em função da vazão em massa de refrigerante - Caso 2.



Fonte: Elaboração própria do autor.

Figura 33 - Capacidade do condensador em função da vazão em massa de refrigerante - Caso 3.



Fonte: Elaboração própria do autor.

Após avaliar os 4 casos (vide Tab. 4.2) observou-se que 81 % do calor total cedido pelo condensador é transferido para o ambiente externo e 19 % é transferido para o compartimento refrigerado. Do calor total transferido para o ambiente externo, 77 % ocorreu por convecção natural e 23 % por radiação.

Notou-se também que aproximadamente 94 % da transferência média de calor do refrigerante ocorrem entre o tubo e a fita de alumínio e 6 % no contato direto entre o tubo e a parede aquecida. Uma parcela muito pequena, aproximadamente 0,003 %, é transferida do tubo do condensador para a cavidade.

4.6 ANÁLISE DO DESEMPENHO DO CONDENSADOR

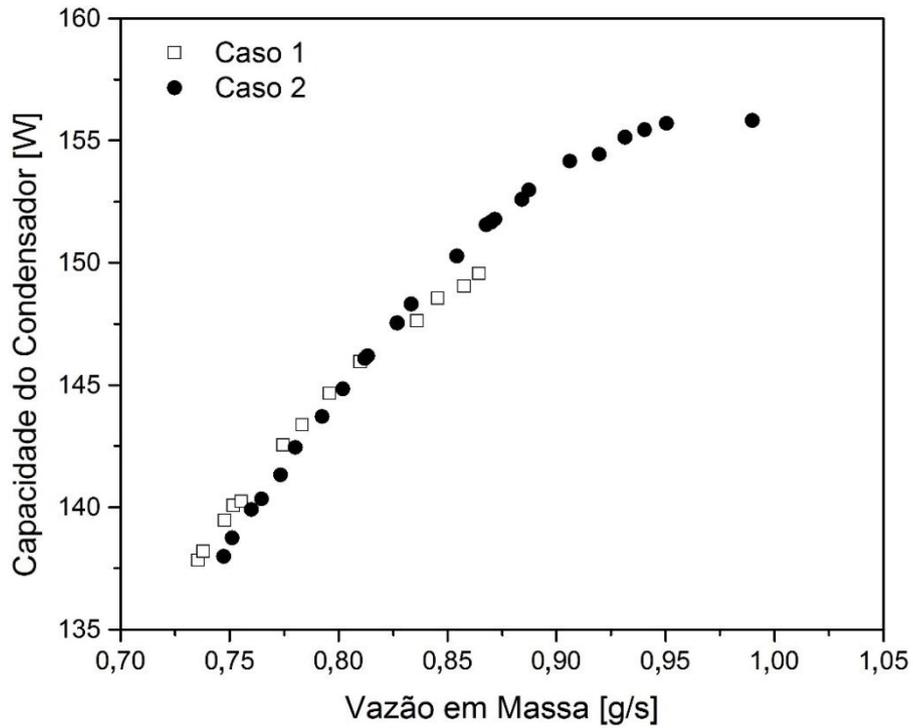
Concluída a etapa de validação, o modelo pode ser usado na obtenção de diferentes informações de grande interesse tecnológico. Informações tais como a análise do desempenho de condensadores de parede aquecida quando, por exemplo, operando com diferentes fluidos refrigerantes ou analisando a influência de diferentes parâmetros de projeto e de operação.

Neste item apresentam-se alguns resultados computacionais, procurando destacar as potencialidades do modelo e avaliar a influência sobre o desempenho do condensador de parâmetros tais como: vazão em massa de refrigerante, temperatura de entrada do refrigerante, temperatura do ar externo, temperatura do ar no compartimento refrigerado e diâmetro do tubo do condensador.

4.6.1 Influência da Vazão em Massa de Refrigerante

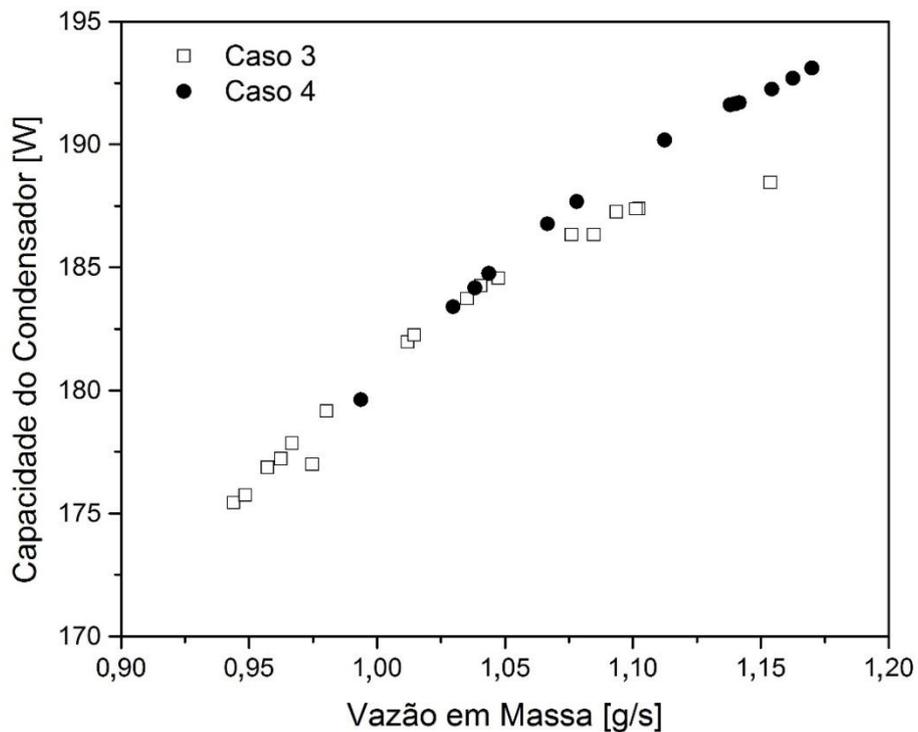
Nas Figuras 4.9 e 4.10 são mostradas as distribuições da capacidade do condensador, calculadas pelo presente modelo, para os 4 casos analisados (vide Tab. 4.2) em função da vazão em massa do fluido refrigerante. Observa-se nessas figuras, como esperado, que a capacidade do condensador aumenta com o aumento da vazão de refrigerante e de maneira aproximadamente linear para os Casos 1 e 4. Para os Casos 2 e 3 o aumento na capacidade do condensador tende a se reduzir para vazões maiores, fazendo com que o modelo subestime os dados experimentais de capacidade do condensador.

Figura 34 – Capacidade do condensador em função da vazão em massa de refrigerante - Casos 1 e 2.



Fonte: Elaboração própria do autor.

Figura 35 – Capacidade do condensador em função da vazão em massa de refrigerante – Casos 3 e 4.



Fonte: Elaboração própria do autor.

4.6.2 Influência da Temperatura de Entrada do Refrigerante

Para verificar a influência da temperatura de entrada do refrigerante no tubo do condensador, optou-se por utilizar as condições do Caso 3 (vide Tab. 4.2). Com isso, a temperatura de entrada do refrigerante desse caso, 40 °C, foi alterada em ± 5 °C e as distribuições calculadas de capacidade do condensador em função do fluxo de massa do refrigerante são apresentados na Fig. 4.11.

Nota-se na Figura 4.11 que a capacidade do condensador exhibe o mesmo comportamento para as três temperaturas de entrada, apresentando um aumento aproximadamente linear até o fluxo de massa próximo de 87 kg/m²s. Como esperado, a maior capacidade do condensador é obtida para a $T_{ent} = 45$ °C, atingindo o valor de 193 W para o fluxo de massa de 97 kg/m²s.

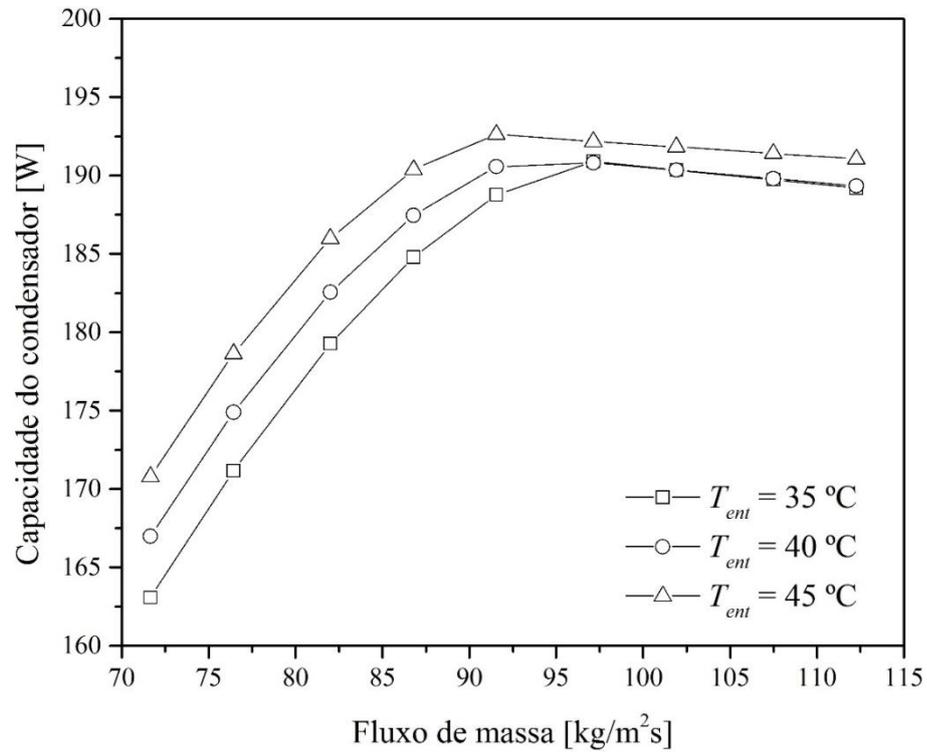
Nota-se também na Fig. 4.11 que o efeito da temperatura de entrada do refrigerante sobre a capacidade do condensador diminui com o aumento do fluxo de massa. Para o fluxo de massa de 72 kg/m²s, as variações de ± 5 °C na temperatura de entrada causaram, respectivamente, variações de ± 2 % na capacidade original do condensador. Para o fluxo de massa de 112 kg/m²s, tais variações foram de aproximadamente 0 % e -1 % na capacidade original do condensador.

Nas Figuras 4.12 e 4.13 são apresentadas, respectivamente, as distribuições da queda de pressão do refrigerante e do grau de sub-resfriamento na saída do condensador em função do fluxo de massa, para as três temperaturas de entrada analisadas.

Observa-se na Figura 4.12, que a temperatura de entrada do refrigerante praticamente não exerce influência sobre a queda de pressão ao longo do condensador. Além disso, observou-se também os baixos valores de queda de pressão do escoamento ao longo do condensador, com valores entre 4 e 16 kPa (0,04 e 0,16 bar) para a faixa de fluxos de massa entre 72 e 112 kg/m²s.

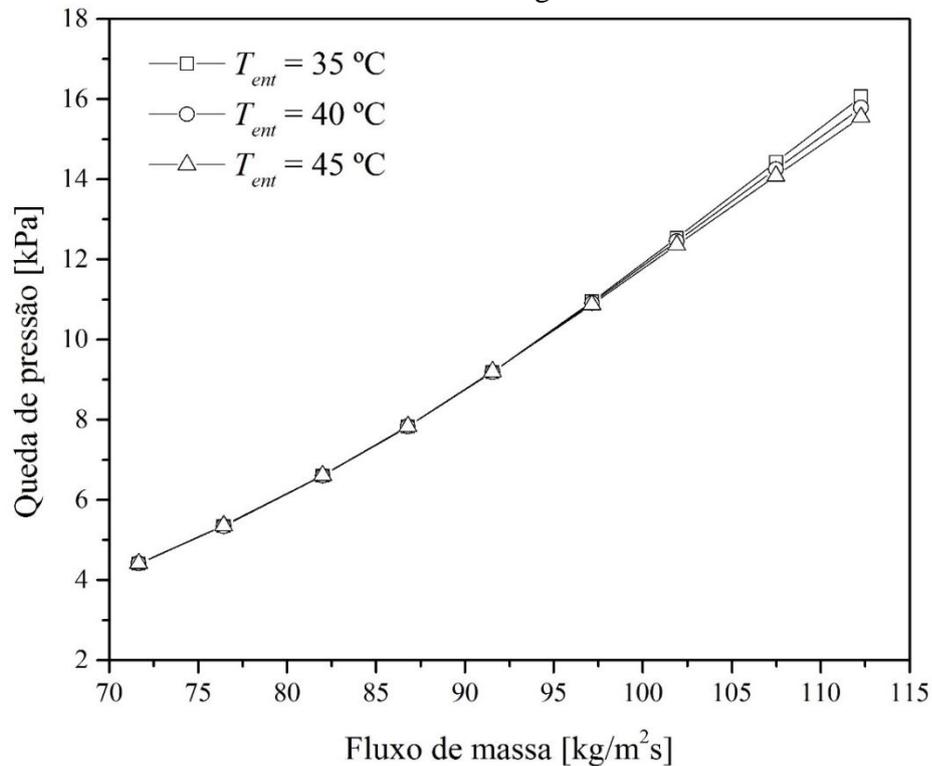
Na Figura 4.13, também como esperado, observa-se que o grau de sub-resfriamento na saída do condensador diminui com o aumento do fluxo de massa de refrigerante. Nota-se ainda na Fig. 4.13 que o fluido refrigerante não alcança a região de líquido sub-resfriado para fluxos de massa acima de 91 kg/m²s e $T_{ent} = 45$ °C e acima de 97 kg/m²s e $T_{ent} = 35$ e 40 °C. A influência da temperatura de entrada do refrigerante sobre o grau de sub-resfriamento é pouco significativa, mas, aumenta com o aumento do fluxo de massa. Para o fluxo de massa de 72 kg/m²s obtiveram-se graus de sub-resfriamento na faixa de 10 a 11 °C, e para o fluxo de massa de 91 kg/m²s, graus de sub-resfriamento na faixa de 0 a 3,5 °C.

Figura 36 – Capacidade do condensador em função do fluxo de massa e da temperatura de entrada do refrigerante.



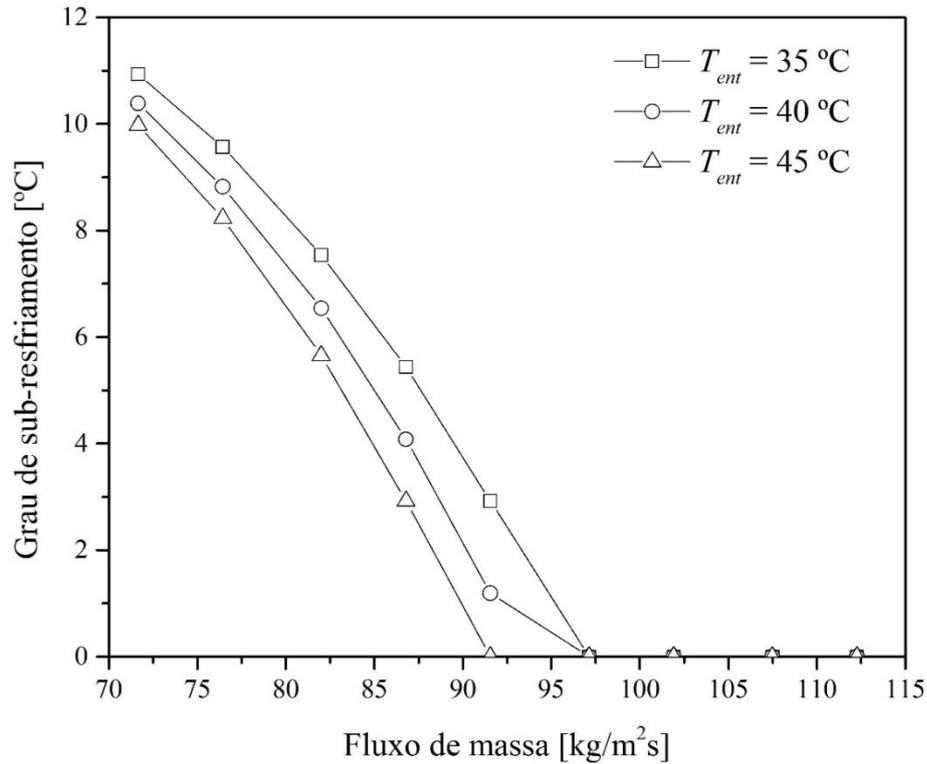
Fonte: Elaboração própria do autor.

Figura 37 - Queda de pressão do refrigerante em função do fluxo de massa e da temperatura de entrada do refrigerante.



Fonte: Elaboração própria do autor.

Figura 38 – Grau de sub-resfriamento em função do fluxo de massa e da temperatura de entrada do refrigerante.



Fonte: Elaboração própria do autor.

4.6.3 Influência da Temperatura do Ambiente Externo e do Compartimento Refrigerado

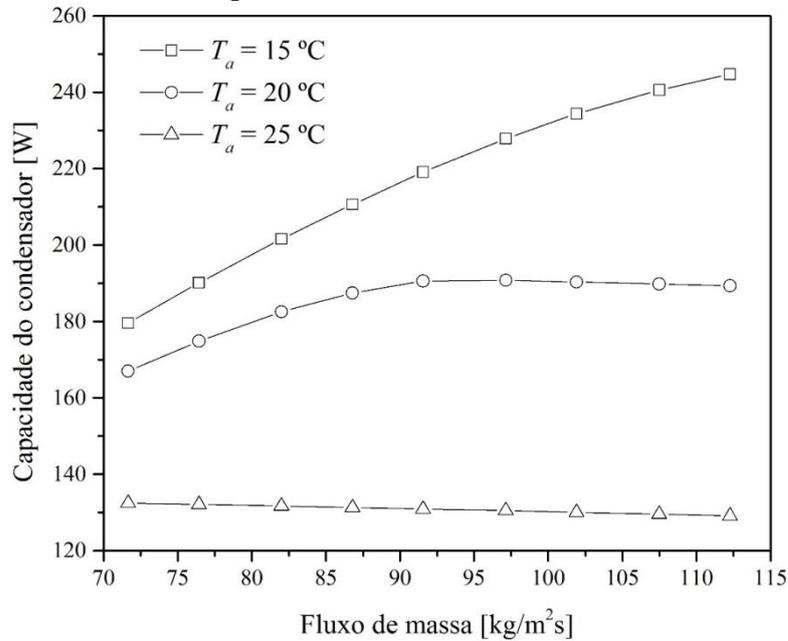
Neste item analisa-se a influência da temperatura do ar do ambiente externo, T_a , e do compartimento refrigerado, T_g , sobre o desempenho do condensador. Inicialmente, usando as mesmas condições do Caso 3 (Tab. 4.2), analisa-se o comportamento da capacidade do condensador, da queda de pressão do escoamento do refrigerante ao longo do condensador e do grau de sub-resfriamento para temperaturas do ambiente externo de 15 °C, 20 °C e 25 °C.

Como esperado, observa-se nas Figs. 4.14 e 4.16 que, para o mesmo fluxo de massa, a capacidade do condensador e o grau de sub-resfriamento aumentam com a redução da temperatura do ambiente externo. Nota-se também nas Figs. 4.14 e 4.16 uma influência significativa dessa temperatura sobre a capacidade do condensador e sobre o grau de sub-resfriamento, uma vez que variações de $\pm 5\text{ °C}$ em T_a causaram, respectivamente, reduções médias de 17 % e aumentos médios de 29 % na capacidade do condensador.

Na Figura 4.15 observa-se que, para o mesmo fluxo de massa, a queda de pressão aumenta com o aumento da temperatura ambiente. Esse fato está de acordo com o resultado apresentado na Fig. 4.16, na qual se observa que o fluido refrigerante não alcança o estado de líquido sub-resfriado ao longo de toda a faixa de fluxos de massa analisada, quando

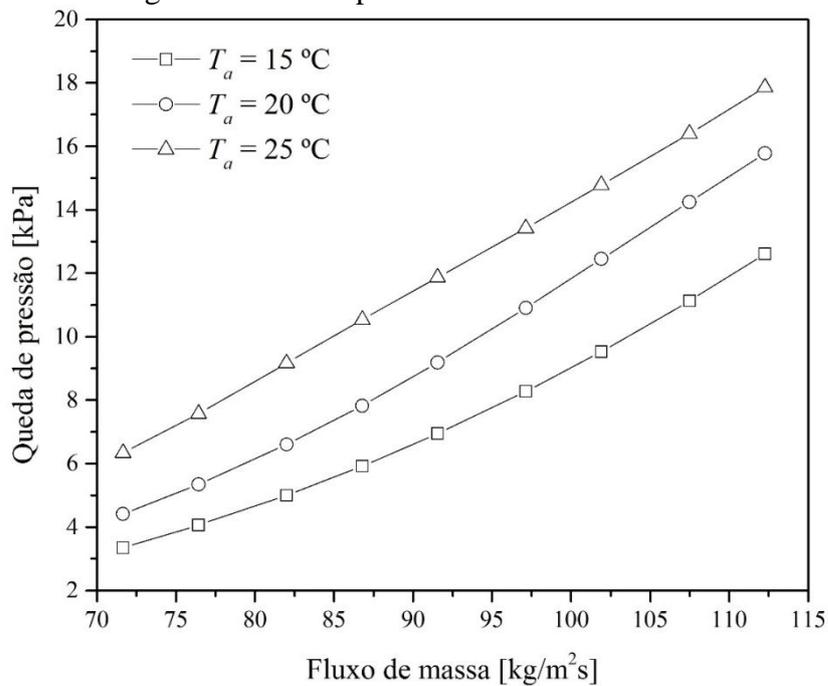
$T_a = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. Para essa temperatura, o escoamento bifásico mantém-se até a saída do condensador, o que faz com que a capacidade do condensador mantenha-se praticamente constante, independente do fluxo de massa do refrigerante (ver Fig. 4.14).

Figura 39 - Capacidade do condensador em função do fluxo de massa de refrigerante e da temperatura do ambiente externo.



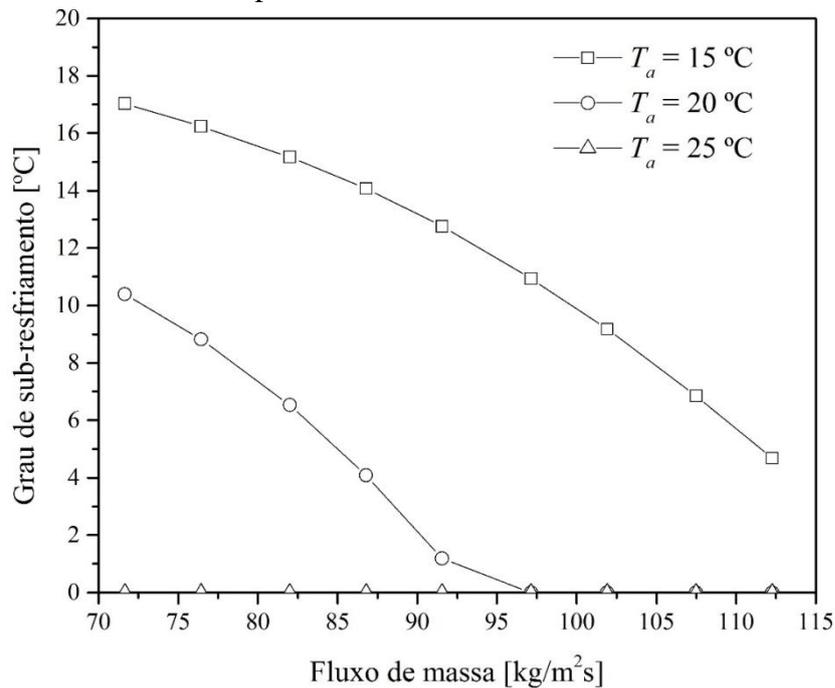
Fonte: Elaboração própria do autor.

Figura 40 - Queda de pressão ao longo do condensador em função do fluxo de massa de refrigerante e da temperatura do ambiente externo.



Fonte: Elaboração própria do autor.

Figure 41 - Grau de sub-resfriamento em função do fluxo de massa de refrigerante e da temperatura do ambiente externo.



Fonte: Elaboração própria do autor.

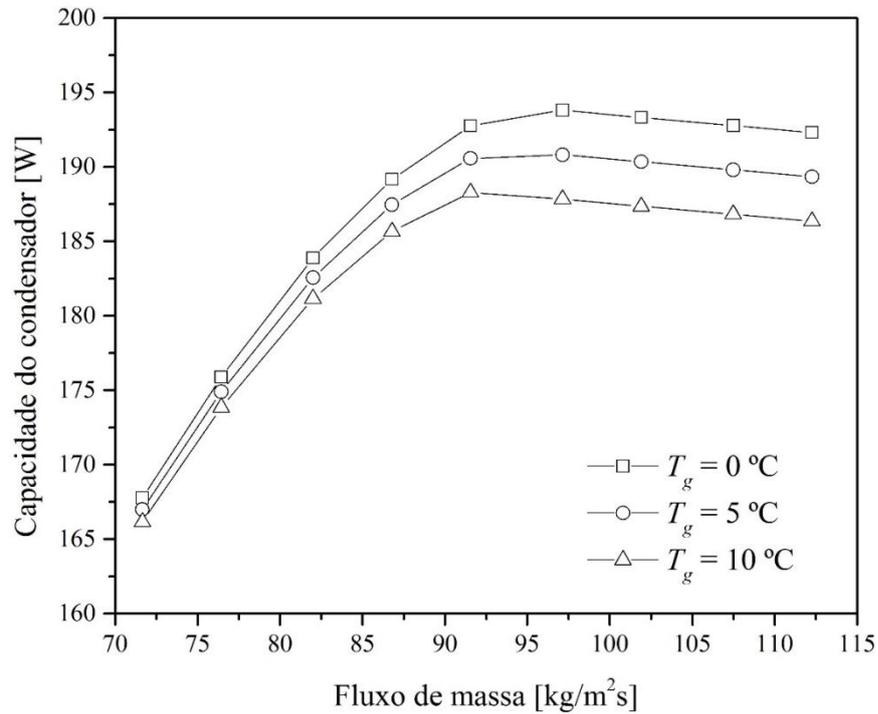
Nas Figuras 4.17 a 4.19 apresentam-se, respectivamente as variações da capacidade do condensador, da queda de pressão ao longo do condensador e do grau de sub-resfriamento em função do fluxo de massa do refrigerante e da temperatura do compartimento refrigerado, T_{gab} . Nessas figuras, para a mesma temperatura do ambiente externo, de 20 °C, obtém-se os resultados para temperaturas do compartimento refrigerado de 0 °C, 5 °C e 10 °C.

Os resultados apresentados nas Figs. 4.17 a 4.19 mostram que, para o mesmo fluxo de massa, a capacidade do condensador e o grau de sub-resfriamento aumentam e a queda de pressão diminui, com a redução da temperatura do compartimento refrigerado. Entretanto a influência da temperatura do compartimento refrigerado sobre a queda de pressão é insignificante (ver Fig. 4.18).

Para uma redução de 5 °C na temperatura do ambiente refrigerado, nota-se um aumento médio de 1 % na capacidade do condensador e de 15 % no grau de sub-resfriamento e uma redução média de 1 % na queda de pressão.

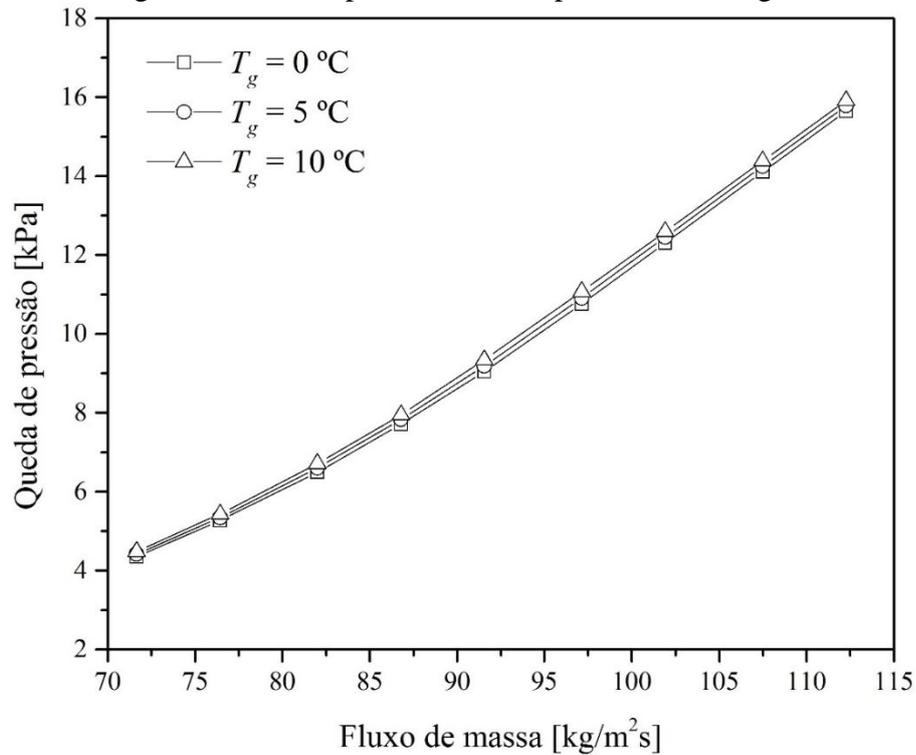
Observa-se na Fig. 4.15 que, independente da temperatura do compartimento refrigerado, o grau de sub-resfriamento é nulo para fluxos de massa acima de 97 kg/m²s, o que provoca as reduções na capacidade do condensador mostradas na Fig 4.17.

Figure 42 - Capacidade do condensador em função do fluxo de massa de refrigerante e da temperatura do compartimento refrigerado.



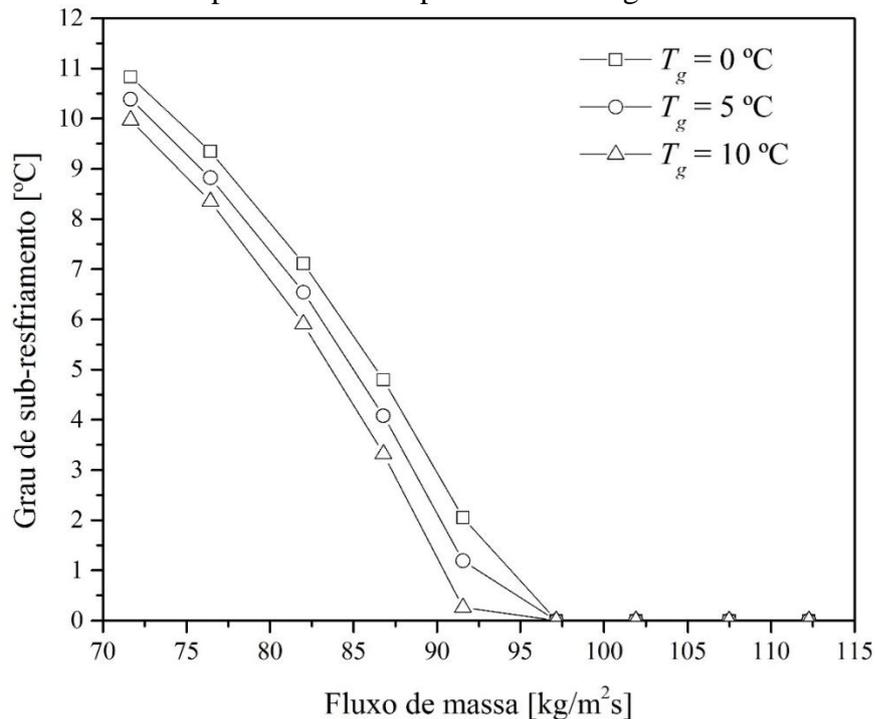
Fonte: Elaboração própria do autor.

Figura 43 - Queda de pressão ao longo do condensador em função do fluxo de massa de refrigerante e da temperatura do compartimento refrigerado.



Fonte: Elaboração própria do autor.

Figura 44 - Grau de sub-resfriamento em função do fluxo de massa de refrigerante e da temperatura do compartimento refrigerado.



Fonte: Elaboração própria do autor.

4.6.4 Influência do Diâmetro do Tubo

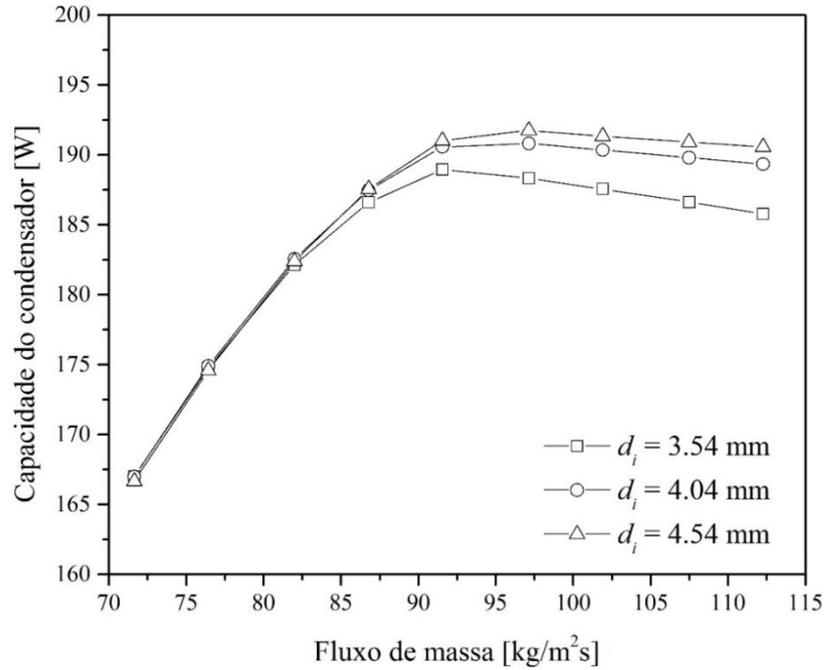
Para analisar a influência do diâmetro interno do tubo sobre o desempenho do condensador, adotam-se as mesmas condições do Caso 3 (vide Tab. 4.2) e o diâmetro interno original, de 4,04 mm, foi alterado em $\pm 0,5$ mm o que corresponde à variação de $\pm 12,4$ % do diâmetro original. Chin (2001) mencionou que essa variação de $\pm 12,4$ % no diâmetro do tubo, para um fluxo de massa constante, corresponderá a uma variação de ± 26 % na vazão em massa do refrigerante, a qual será também, aproximadamente, a variação de potência consumida no compressor.

Nas Figuras 4.20 a 4.22 são apresentadas, respectivamente, as distribuições da capacidade do condensador, da queda de pressão ao longo do tubo do condensador e do grau de sub-resfriamento em função do fluxo de massa do refrigerante e do diâmetro do tubo.

Observa-se nas Figs. 4.20 e 4.22 que o diâmetro do tubo não influencia, respectivamente, a capacidade do condensador e o grau de sub-resfriamento para fluxos de massa na faixa de 72 a 97 kg/m²s. Isso significa que, para fluxos de massa menores que 97 kg/m²s, o que justifica o uso de diâmetros maiores é a menor queda de pressão do escoamento (vide Fig. 4.21), ocasionando menor potência consumida no compressor, e não o critério de maior

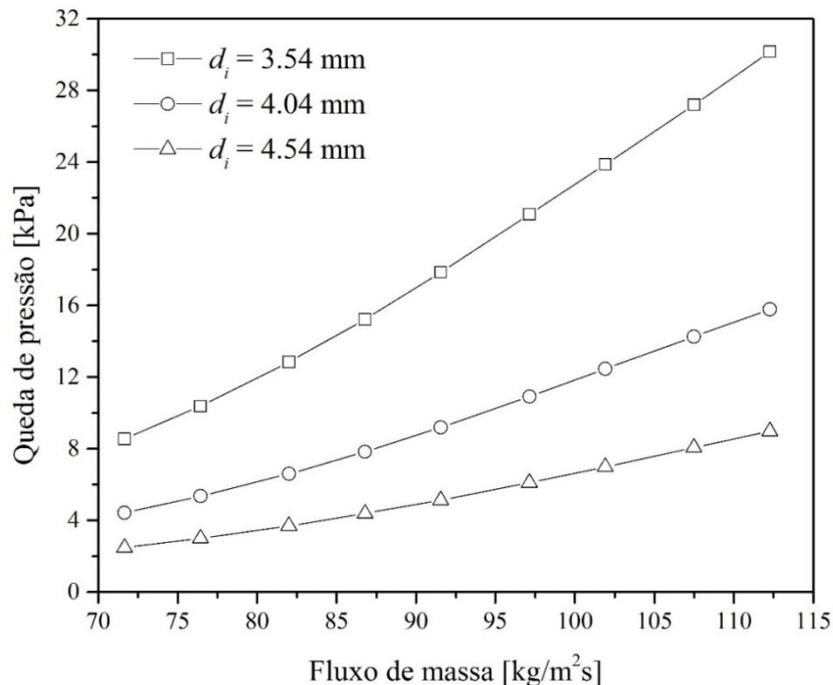
capacidade de condensação. Para fluxos de massa maiores do que $97 \text{ kg/m}^2\text{s}$, o aumento de 12,4 % no diâmetro do tubo do condensador resultou em um aumento médio de apenas 0,2 % na capacidade do condensador.

Figura 45 - Capacidade do condensador em função do fluxo de massa de refrigerante e do diâmetro interno do tubo do condensador.



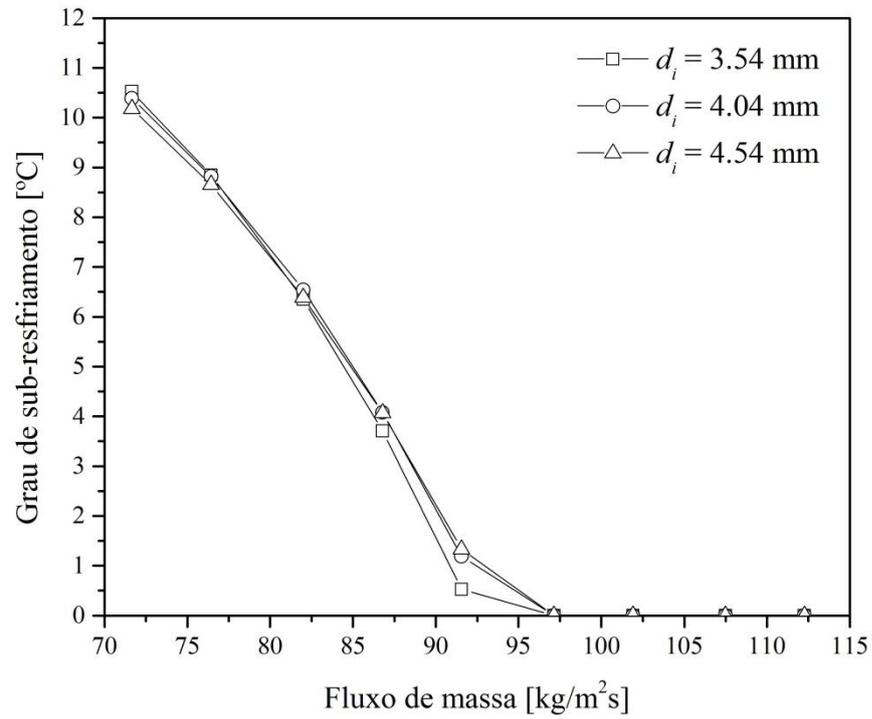
Fonte: Elaboração própria do autor.

Figura 46 - Queda de pressão do refrigerante em função do fluxo de massa de refrigerante e do diâmetro interno do tubo do condensador.



Fonte: Elaboração própria do autor.

Figura 47 - Grau de sub-resfriamento em função do fluxo de massa de refrigerante e do diâmetro interno do tubo do condensador.



Fonte: Elaboração própria do autor.

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho apresenta-se um modelo para análise do desempenho de condensadores do tipo parede aquecida usados em refrigeradores domésticos. O modelo inclui o escoamento do fluido refrigerante no interior do tubo do condensador e a transferência de calor entre o fluido refrigerante, a fita de alumínio, a parede externa do refrigerador, também conhecida como parede aquecida, o ambiente refrigerado e o ar do ambiente externo. O escoamento do refrigerante é dividido em uma região de vapor superaquecido, uma região de escoamento bifásico líquido-vapor e uma região de líquido sub-resfriado. Nessas regiões são resolvidas as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e de conservação de energia ponto a ponto ao longo do tubo do condensador. A equação de conservação de energia ao longo da fita de alumínio também é resolvida.

Um programa computacional foi elaborado e permite o cálculo dos parâmetros que definem o desempenho do condensador, conhecidas sua geometria e as condições de operação. As equações do escoamento do fluido refrigerante ao longo do tubo foram resolvidas por integração numérica e a equação da energia ao longo da fita de alumínio foi resolvida pelo método de Volumes Finitos. Após a discretização das equações diferenciais obtém-se um sistema de equações algébricas que é solucionado iterativamente por substituições sucessivas, ponto a ponto, ao longo do tubo do condensador e ao longo da fita de alumínio.

O desenvolvimento deste trabalho levou às seguintes conclusões:

- As comparações entre os resultados calculados e os dados experimentais de capacidade do condensador apresentaram uma boa concordância. As capacidades do condensador calculadas pelo modelo permaneceram na faixa de + 3 % a - 9 % em relação aos dados experimentais. Considerando todas os testes realizados, o desvio absoluto médio obtido foi de 1,8 %;
 - Os resultados calculados mostraram que, em média, 81 % do calor total cedido pelo condensador é transferido para o ambiente externo e 19 % é transferido para o compartimento refrigerado. Desse calor total transferido, 83 % ocorreram por convecção natural e 17 % por radiação;
 - Em relação à transferência média do calor do refrigerante, dentre todos os testes realizados, aproximadamente 94 % ocorrem entre o tubo do condensador e a fita de alumínio e 6 % ocorrem em razão do contato direto entre o tubo e a parede aquecida.
-

Uma parcela desprezível dessa taxa de transferência de calor, 0,003 % ocorre entre o tubo e a cavidade. Tal fato demonstrou a importância da fita de alumínio, não somente como um elemento de fixação do tubo, mas também para conduzir a maior parcela do calor cedido pelo condensador para a placa de revestimento externo e daí para o ambiente externo;

- Após a análise da influência das equações constitutivas sobre os resultados obtidos, o conjunto que resultou no menor desvio absoluto médio é composto pelas correlações de: Churchill (1977), para o cálculo do fator de atrito nas regiões líquida e de vapor superaquecido; Lin *et al.* (1991) para o cálculo da força de atrito na região bifásica; Dittus-Boelter (1930) e Shao e Granryd (1975) para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor, respectivamente, nas regiões monofásicas e bifásica; Churchill e Chu (1975) para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor do ar externo e do ar no compartimento refrigerado;
- O modelo permitiu analisar a influência sobre o desempenho do condensador: da vazão em massa, da temperatura de entrada do refrigerante, da temperatura do ambiente externo e do compartimento refrigerado e do diâmetro do condensador. Um aumento médio de 22 % na vazão de refrigerante resulta em um aumento médio de 11 % na capacidade do condensador. Em relação aos demais parâmetros a temperatura do ambiente externo é o que tem maior efeito sobre a capacidade do condensador. Para um fluxo de massa de refrigerante constante, uma diminuição de 5 °C nessa temperatura resulta em um aumento de 29 % na capacidade do condensador;
- Malhas computacionais com tamanhos na faixa entre 100 e 1600 volumes de controle foram analisadas e a influência sobre os perfis de temperatura e pressão do fluido refrigerante ao longo do condensador foi praticamente desprezível. Dessa forma, a malha com 100 volumes de controle foi adotada, em razão dos menores tempos computacionais envolvidos.

Os resultados obtidos demonstram que o modelo proposto poderá ser usado para a análise do desempenho de condensadores de parede aquecida. Entretanto, com base nas conclusões anteriores, vários aspectos ainda precisam ser analisados e implementados no modelo visando torná-lo mais próximo da situação real. Dessa forma, apresentam-se algumas sugestões para a continuidade deste trabalho:

- Implementar o procedimento de solução de configurações do tubo do condensador
-

usadas nos refrigeradores domésticos atuais. No presente modelo o tubo do condensador é considerado reto e horizontal, enquanto a disposição real envolve configurações bem mais complexas com trechos de tubos horizontais e verticais;

- Considerar a placa de revestimento externo como um domínio bidimensional e calcular o campo de temperatura ao longo dessa placa;
 - Comparar os resultados obtidos com um conjunto de dados experimentais mais abrangente, envolvendo outros parâmetros geométricos e condições de operação;
 - Analisar a influência sobre o desempenho de condensadores de parede aquecida de diferentes fluidos refrigerantes e diferentes isolantes térmicos usados nas paredes dos refrigeradores domésticos.
-

REFERÊNCIAS

- BANSAL, P. K.; CHIN, T. C. Design and modelling of hot-wall condensers in domestic refrigerators. **Applied Thermal Engineering**, Kidlington, v. 22, p. 1601-1617, 2002.
- BEATTIE, D. R. H.; WHALLEY, P. B. A Simple two-phase frictional pressure drop calculation method. **International Journal of Multiphase Flow**, Kidlington, v. 8, n. 1, p. 83-7, 1981.
- CAREY, V. P. **Liquid-vapor phase change phenomena**. Berkeley: Taylor & Francis, 1992. 645 p.
- CAVALLINI, A.; COL, D. D.; DORETTI, L.; LONGO, G. A; ROSSETTO, L. Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerants inside horizontal enhanced tubes. **International Journal of Refrigeration**, Padova, v. 23, n.1, p. 4-25, 1999.
- CHICHITTI, A.; LOMBARDI, C.; SILVESTRI, M.; SOLDAINI, G.; ZAVALLUILLI, R. **Two-phase cooling experiments: pressure drop, heat transfer and burnout measurements**. Milano: Centro Informazioni Studi Esperienze, 1960.
- CHIN, T. C. **Experimental and numerical study of the “wire-and-tube” and “hotwall” condensers for domestic refrigerators**. 2001. 122 f. These (Master) - The University of Auckland, New Zealand, 2001.
- CHURCHILL, S.W. Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, 12th, 1977, Madrid. **Proceedings**... Madrid: [s. n.], 1977. p. 1069-1077.
- 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**, Kidlington, v. 18, p. 1323-1329, 1975.
- COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective boiling and condensation**. 3. ed. Oxford: Clarendon, 1999. p. 596.
- COLOMBO, E. G. **Investigação numérica e experimental do desempenho de condensadores do tipo skin em refrigeradores domésticos**. 2014. 182 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.
- DITTUS, F.W.; BOELTER, L.M.K. Heat transfer in turbulent pipe flow of gases with viable properties. **University of California Publications of Engineering**, Berkeley, v. 2, p. 443, 1930.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Resenha mensal do mercado de energia elétrica**. Brasília, DF, 2015. Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/ResenhaMensal/Resenha%20Mensal%20do%20Mercado%20de%20Energia%20EI%20-%20Julho%202015.pdf>>. Acesso em: 01 jul. 2016.
-

-
- DUCKLER, A. E.; WICKS, M.; CLEVELAND, R. G. Frictional pressure drops in two-phase flow: A. A comparison of existing correlations for pressure loss and holdup. **AIChE Journal**, [S. l.], v. 10, n. 1, p. 38-43, 1964.
- GNIELINSKI, V. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Chemical Engineering**, New York, v. 16, p. 359-368, 1976.
- GRÖNNERUD, R. Investigation of liquid hold-up, flow resistance and heat transfer in circulation type evaporators. 4. Two phase flow resistance in boiling refrigerants. In: FREUDENSTADT MEET, RÉUN. FREUDENSTADT., 1972, [S. l.]. **Proceedings...** [S. l.: s. n.], 1972. p. 127-138.
- GUPTA, J. K.; GOPAL, M. R. Modeling of hot-wall condensers for domestic refrigerators. **International Journal of Refrigeration**, London, v. 31, n. 6, p. 979-988, 2008.
- HAALAND, S. E. Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow. **Journal of Fluids Engineering**, New York, v. 105, n. 1, p. 89-90, 1983.
- HERMES, C. J. L. **Desenvolvimento de modelos matemáticos para a simulação numérica de refrigeradores domésticos em regime transiente**. 2000. 281 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2000.
- LABIGALINI, V. B. **Análise numérica de condensadores do tipo hot-wall usados em refrigeradores domésticos**. 2013. 149 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2013.
- LEMMON, E.W.; HUBER, M. L.; MCLINDEN, M. O. **NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties—REFPROP 8.0**. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, 2007.
- LIMA, R. S. **Análise numérica de condensadores do tipo arame-sobre-tubo usados em refrigeradores domésticos**. 2008. 112 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2008.
- LIN, S.; KWOK, C.C.K.; LI, R.Y; CHEN, Z.Y. Local frictional pressure drop during vaporization of R-12 through capillary tubes. **International Journal Multiphase Flow**, Kidlington, v. 17, p. 95-102, 1991.
- LOCKHART, R. W.; MARTINELLI, R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes. **Chemical Engineering Progress**, New York, v. 45, n. 1, p. 39–48, 1949.
- MCADAMS, W. H.; WOODS, W. K.; HEROMAN, L. C. Vaporization inside horizontal tubes. II. benzene – oil mixture. **Transactions**, Charleston, v. 64, p. 193-200, 1942.
- MUELLER, A. C. **Condensers: heat transfer. heat exchange design handbook**. New York: [s. n.], 1997.
-

OULD DIDI, M. B.; KATTAN, N.; THOME, J. R. Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes. **International Journal of Refrigeration**, Switzerland, v. 25, n. 7, p. 935-947, 2002.

PETUKOV, B.S. Single- and Two-phase Flows in Microchannels. In: IRVINE, T. F.; HARTNETT, J. P. **Advances in heat transfer**. New York: Academic, 1970. v. 6. p. 298-338.

PROCEL INFO. **Dicas de economia de energia**. [S. l.], 2016. Disponível em: <<http://www.procelinfo.com.br/main.asp?View=%7BE6BC2A5F-E787-48AF-B485439862B17000%7D>>. Acesso em: 01 jul. 2016.

REBORA, A.; SENAREGA, M.; TAGLIAFICO, L. A. Influence of some design parameters on the thermal performance of domestic refrigerator appliances. **Heat and Mass Transfer**, v. 42, n. 9, p. 803-811, 2006.

REBORA, A.; TAGLIAFICO, L. A. Thermal performance analysis for hot-wall condenser and evaporator configurations in refrigeration appliances. **International Journal of Refrigeration**, Great Britain, v. 21, n. 6, p. 490–502, 1997.

SERGHIDES, T.K. Estimate friction factor accurately. **Chemical Engineering**, Amsterdam, v. 91, n. 5, p. 63-64, 1984.

SHAO, D.W.; GRANRYD, E. Heat transfer and pressure drop of HFC-134a – oil mixtures in a horizontal condensing tube. **International Journal of Refrigeration**, Stockholm, v. 18, n. 8, p. 524-533, 1995.

SHOW DE CIÊNCIAS. **Como funcionam os refrigeradores**. [S. l.], 2011. Disponível em: <http://showdeciencias.blogspot.com.br/2011_05_01_archive.html>. Acesso em: 01 nov. 2011.

WHALLEY, P. B. **Boiling, condensation and gas-liquid flow**. Oxford: Clarendon, 1987. 291 p.

APÊNDICE A – Testes das Equações Constitutivas: Fator de Atrito nas Regiões Monofásicas

As Tabelas A1 a A4 apresentam os desvios absolutos médios entre os valores medidos (BANSAL e CHIN, 2002) e calculados da capacidade do condensador para cada vazão em massa de refrigerante, respectivamente, dos Casos 1 a 4 (vide Tab. 4.2), usando cada uma das equações constitutivas para o cálculo do fator de atrito na região monofásica.

Tabela A1 – Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas por Bansal e Chin (2002) e calculadas: correlações pra o cálculo do fator de atrito monofásico – Caso 1.

Vazão (g/s)	Churchill (1977)	Serghides (1984)	Pethukov (1970)	Haaland (1983)
0,736	0,35	0,35	0,35	0,35
0,738	0,75	0,75	0,76	0,30
0,748	0,77	0,77	0,77	0,78
0,752	0,62	0,62	0,62	0,62
0,755	0,84	0,84	0,84	0,84
0,775	1,10	1,10	1,10	0,89
0,783	1,14	1,14	1,14	1,122
0,796	1,39	1,39	1,39	1,375
0,810	2,01	2,00	2,01	1,98
0,836	3,39	3,38	3,39	3,34
0,845	3,36	3,36	3,36	3,31
0,858	4,03	4,02	4,03	3,97
0,864	4,68	4,68	4,68	4,63
Desvio absoluto médio %	1,88	1,88	1,88	1,81

Fonte: Elaboração própria do autor.

Tabela A2 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas por Bansal e Chin (2002) e calculadas: correlações para o cálculo do fator de atrito monofásico – Caso 2.

Vazão (g/s)	Churchill (1977)	Serghides (1984)	Pethukov (1970)	Haaland (1983)
0,747	0,29	0,29	0,29	0,28
0,751	0,65	0,65	0,65	0,64
0,760	0,07	0,07	0,07	0,07
0,765	0,42	0,42	0,42	0,41
0,773	0,51	0,51	0,51	0,51
0,780	0,29	0,29	0,29	0,29
0,792	0,17	0,17	0,17	0,18
0,802	0,19	0,19	0,19	0,19
0,812	0,07	0,07	0,07	0,08
0,813	0,15	0,15	0,15	0,14
0,827	0,46	0,46	0,46	0,45
0,827	0,94	0,94	0,94	0,93
0,833	0,57	0,56	0,57	0,49
0,854	1,05	1,04	1,05	1,02
0,868	2,30	2,30	2,30	2,27
0,870	2,08	2,07	2,08	2,05
0,872	2,20	2,20	2,20	2,26
0,884	3,02	3,02	3,02	2,99
0,887	2,24	2,23	2,24	2,20
0,906	3,27	3,27	3,27	3,23
0,920	4,67	4,66	4,67	4,60
0,931	4,99	4,99	4,99	4,94
0,940	5,22	5,22	5,22	5,36
0,951	5,80	5,80	5,80	5,74
0,990	8,44	8,44	8,44	8,37
Desvio absoluto médio %	1,81	1,80	1,81	1,79

Fonte: Elaboração própria do autor.

Tabela A3 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas por Bansal e Chin (2002) e calculadas: correlações para cálculo do fator de atrito monofásico – Caso 3.

Vazão (g/s)	Churchill (1977)	Serghides (1984)	Pethukov (1970)	Haaland (1983)
0,944	2,78	2,78	2,78	2,78
0,949	2,02	2,02	2,02	2,38
0,957	2,31	2,31	2,31	2,21
0,962	1,96	1,96	1,96	1,96
0,967	1,16	1,04	1,16	1,63
0,975	1,78	1,78	1,78	1,79
0,980	1,57	1,57	1,57	1,58
0,980	1,18	1,18	1,18	1,19
1,012	1,20	1,18	1,20	1,22
1,015	0,03	0,03	0,03	0,00
1,035	1,04	1,04	1,04	1,01
1,041	1,27	1,26	1,27	1,27
1,047	1,54	1,53	1,54	1,50
1,076	3,50	2,97	2,98	2,92
1,085	3,51	3,50	3,51	3,45
1,093	3,84	3,83	3,84	3,78
1,102	4,25	4,26	4,25	4,19
1,101	3,28	3,27	3,28	3,21
1,154	6,40	6,39	6,40	6,31
Desvio absoluto médio %	0,67	0,65	0,64	0,57

Fonte: Elaboração própria do autor.

Tabela A4 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas por Bansal e Chin (2002) e calculadas: correlações para cálculo do fator de atrito monofásico – Caso 4.

Vazão (g/s)	Churchill (1977)	Serghides (1984)	Pethukov (1970)	Haaland (1983)
0,994	0,34	0,34	0,34	0,34
1,030	0,90	0,89	0,90	0,88
1,038	1,23	1,23	1,23	1,21
1,044	1,71	1,71	1,71	1,47
1,067	2,15	2,15	2,15	2,00
1,078	2,36	2,35	2,36	2,33
1,112	3,71	3,71	3,71	3,67
1,138	3,48	3,47	3,48	3,58
1,140	3,22	3,22	3,22	3,17
1,142	3,40	3,40	3,40	3,35
1,154	5,62	5,62	5,62	5,57
1,163	5,89	5,88	5,89	5,83
1,170	5,01	5,01	5,01	4,95
Desvio absoluto médio %	2,95	2,95	2,95	2,90

Fonte: Elaboração própria do autor.

APÊNDICE B - Testes das Equações Constitutivas: Força de Atrito na Região Bifásica

As Tabelas B1 a B4 apresentam os desvios absolutos médios entre os valores medidos (BANSAL e CHIN, 2002) e calculados da capacidade do condensador para cada vazão em massa de refrigerante, respectivamente, dos Casos 1 a 4 (vide Tab. 4.2), usando cada um dos modelos para o cálculo da força de atrito por unidade de volume na região bifásica.

Tabela B1 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas por Bansal e Chin (2002) e calculadas: modelos de cálculo da força de atrito na região bifásica – Caso 1.

Vazão (g/s)	Lin <i>et al.</i> (1991)	Lockhart e Martinelli (1949)
0,736	0,35	0,35
0,738	0,30	0,73
0,748	0,78	0,76
0,752	0,62	0,62
0,755	0,84	0,85
0,775	0,90	1,11
0,783	1,12	1,17
0,796	1,38	1,43
0,810	1,98	2,05
0,836	3,34	3,34
0,845	3,31	3,43
0,858	3,97	4,11
0,864	4,63	4,77
Desvio absoluto médio %	1,81	1,90

Fonte: Elaboração própria do autor.

Tabela B2 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador por Bansal e Chin (2002) e calculadas: modelos de cálculo da força de atrito na região bifásica – Caso 2.

Vazão (g/s)	Lin <i>et al.</i> (1991)	Lockhart e Martinelli (1949)
0,747	0,28	0,29
0,751	0,64	0,65
0,760	0,07	0,07
0,765	0,41	0,42
0,773	0,51	0,51
0,780	0,29	0,29
0,792	0,18	0,17
0,802	0,19	0,19
0,812	0,08	0,06
0,813	0,14	0,31
0,827	0,45	0,47
0,827	0,93	0,95
0,833	0,49	0,57
0,854	1,02	1,05
0,868	2,27	2,30
0,870	2,05	2,08
0,872	2,26	2,20
0,884	2,99	3,03
0,887	2,20	2,24
0,906	3,23	3,28
0,920	4,60	4,65
0,931	4,94	4,99
0,940	5,36	5,22
0,951	5,74	5,80
0,990	8,37	8,43
Desvio absoluto médio %	1,79	1,81

Fonte: Elaboração própria do autor.

Tabela B3 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas por Bansal e Chin (2002) e calculadas: modelos de cálculo da força de atrito na região bifásica – Caso 3.

Vazão (g/s)	Lin <i>et al.</i> (1991)	Lockhart e Martinelli (1949)
0,944	2,78	1,93
0,949	2,38	2,02
0,957	2,21	2,31
0,962	1,96	1,96
0,967	1,63	1,73
0,975	1,79	1,77
0,980	1,58	1,56
0,980	1,19	1,17
1,012	1,22	1,19
1,015	0,00	0,04
1,035	1,01	1,05
1,041	1,23	1,28
1,047	1,50	1,55
1,076	2,92	2,87
1,085	3,45	3,52
1,093	3,78	3,86
1,102	4,19	4,27
1,101	3,21	3,30
1,154	6,31	6,41
Desvio absoluto médio %	0,57	0,66

Fonte: Elaboração própria do autor.

Tabela B4 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas por Bansal e Chin (2002) e calculadas: modelos de cálculo da força de atrito na região bifásica – Caso 4.

Vazão (g/s)	Lin <i>et al.</i> (1991)	Lockhart e Martinelli (1949)
0,736	0,34	0,34
0,738	0,88	0,89
0,748	1,21	1,22
0,752	1,47	1,47
0,755	2,00	2,01
0,775	2,33	2,33
0,783	3,67	3,68
0,796	3,58	3,59
0,810	3,17	3,18
0,836	3,35	3,36
0,845	5,57	5,57
0,858	5,83	5,84
0,864	4,95	4,96
Desvio absoluto médio %	2,90	2,90

Fonte: Elaboração própria do autor.

APÊNDICE C - Testes das Equações Constitutivas: Coeficiente de Transferência de Calor nas Regiões Monofásicas

As Tabelas C1 a C4 apresentam os desvios absolutos médios entre os valores medidos (BANSAL e CHIN, 2002) e calculados da capacidade do condensador para cada vazão em massa de refrigerante, respectivamente, dos Casos 1 a 4 (vide Tab. 4.2), usando cada uma das equações constitutivas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor nas regiões monofásicas.

Tabela C1 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas por Bansal e Chin (2002) e calculadas: correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor monofásico – Caso 1.

Vazão (g/s)	Gnielinski (1976)	Dittus-Boelter (1930)
0,736	0,35	0,35
0,738	0,75	0,30
0,748	0,77	0,78
0,752	0,62	0,62
0,755	0,84	0,84
0,775	1,10	0,90
0,783	1,14	1,12
0,796	1,39	1,38
0,810	2,00	1,98
0,836	3,39	3,34
0,845	3,36	3,31
0,858	4,03	3,97
0,864	4,68	4,63
Desvio absoluto médio %	1,88	1,81

Fonte: Elaboração própria do autor.

Tabela C2 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas por Bansal e Chin (2002) e calculadas: correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor monofásico – Caso 2.

Vazão (g/s)	Gnielinski (1976)	Dittus-Boelter (1930)
0,747	0,29	0,28
0,751	0,65	0,64
0,760	0,07	0,07
0,765	0,42	0,41
0,773	0,51	0,51
0,780	0,29	0,29
0,792	0,17	0,18
0,802	0,19	0,19
0,812	0,07	0,08
0,813	0,15	0,14
0,827	0,46	0,45
0,827	0,94	0,93
0,833	0,56	0,49
0,854	1,04	1,02
0,868	2,30	2,27
0,870	2,08	2,05
0,872	2,20	2,26
0,884	3,02	2,99
0,887	2,24	2,20
0,906	3,27	3,23
0,920	4,67	4,60
0,931	4,99	4,94
0,940	5,22	5,36
0,951	5,80	5,74
0,990	8,44	8,37
Desvio absoluto médio %	1,80	1,79

Fonte: Elaboração própria do autor.

Tabela C3 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador por Bansal e Chin (2002) e calculadas: correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor monofásico – Caso 3.

Vazão (g/s)	Gnielinski (1976)	Dittus-Boelter (1930)
0,944	2,78	2,78
0,949	2,02	2,38
0,957	2,31	2,21
0,962	1,96	1,96
0,967	1,16	1,63
0,975	1,78	1,79
0,980	1,57	1,58
0,980	1,18	1,19
1,012	1,19	1,22
1,015	0,03	0,00
1,035	1,04	1,01
1,041	1,27	1,23
1,047	1,54	1,50
1,076	3,50	2,92
1,085	3,51	3,45
1,093	3,84	3,78
1,102	4,25	4,19
1,101	3,28	3,21
1,154	6,40	6,31
Desvio absoluto médio %	0,67	0,57

Fonte: Elaboração própria do autor.

Tabela C4 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas por Bansal e Chin (2002) e calculadas: correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor monofásico – Caso 4.

Vazão (g/s)	Gnielinski (1976)	Dittus-Boelter (1930)
0,736	0,62	-0,34
0,738	1,88	0,88
0,748	2,37	1,21
0,752	2,58	1,47
0,755	3,07	2,00
0,775	3,42	2,33
0,783	4,91	3,67
0,796	4,55	3,58
0,810	4,30	3,17
0,836	4,48	3,35
0,845	6,70	5,57
0,858	6,99	5,83
0,864	5,98	4,95
Desvio absoluto médio %	4,00	2,90

Fonte: Elaboração própria do autor.

APÊNDICE D - Testes das Equações Constitutivas: Coeficiente de Transferência de Calor na Região Bifásica

As Tabelas D1 a D4 apresentam os desvios absolutos médios entre os valores medidos (BANSAL e CHIN, 2002) e calculados da capacidade do condensador para cada vazão em massa de refrigerante, respectivamente, dos Casos 1 a 4 (vide Tab. 4.2), usando cada uma das equações constitutivas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor na região bifásica.

Tabela D1 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas por Bansal e Chin (2002) e calculadas: correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico – Caso 1.

Vazão (g/s)	Shao e Granryd (1995)	Cavallini <i>et al.</i> (1999)	Mueller (1997)
0,736	0,35	0,42	0,30
0,738	0,30	0,76	0,26
0,748	0,78	0,83	0,38
0,752	0,62	0,72	0,35
0,755	0,84	0,96	0,81
0,775	0,90	1,23	0,95
0,783	1,12	1,29	1,20
0,796	1,38	1,55	1,50
0,810	1,98	2,16	2,21
0,836	3,34	3,51	3,84
0,845	3,31	3,49	3,87
0,858	3,97	4,14	4,68
0,864	4,63	4,78	5,37
Desvio absoluto médio %	1,81	1,99	1,98

Fonte: Elaboração própria do autor.

Tabela D2 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas por Bansal e Chin (2002) e calculadas: correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico – Caso 2.

Vazão (g/s)	Shao e Granryd (1995)	Cavallini <i>et al.</i> (1999)	Mueller (1997)
0,747	0,28	0,38	0,81
0,751	0,64	0,19	1,08
0,760	0,07	0,09	0,48
0,765	0,48	0,45	0,88
0,773	0,51	0,13	0,57
0,780	0,29	0,24	0,59
0,792	0,18	0,16	0,23
0,802	0,19	0,29	0,02
0,812	0,08	0,20	0,09
0,813	0,14	0,41	0,13
0,827	0,45	0,60	0,49
0,827	0,93	1,08	0,97
0,833	0,49	0,72	0,56
0,854	1,02	1,20	1,24
0,868	2,27	2,45	2,52
0,870	2,05	2,22	2,32
0,872	2,26	2,36	2,56
0,884	2,99	3,18	3,51
0,887	2,20	2,38	2,60
0,906	3,23	3,40	3,80
0,920	4,60	4,77	5,33
0,931	4,94	5,26	5,95
0,940	5,36	5,48	6,28
0,951	5,74	6,03	6,97
0,990	8,37	8,42	9,97
Desvio absoluto médio %	1,79	1,97	2,02

Fonte: Elaboração própria do autor.

Tabela D3 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas por Bansal e Chin (2002) e calculadas: correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico – Caso 3.

Vazão (g/s)	Shao e Granryd (1995)	Cavallini <i>et al.</i> (1999)	Mueller (1997)
0,944	2,78	2,42	2,90
0,949	2,38	1,30	2,20
0,957	2,21	1,98	2,35
0,962	1,96	1,92	2,05
0,967	1,63	1,62	1,96
0,975	1,79	1,67	0,87
0,980	1,58	1,26	1,50
0,980	1,19	0,88	1,11
1,012	1,22	1,03	0,95
1,015	0,00	0,25	0,28
1,035	1,01	1,21	1,44
1,041	1,23	1,41	1,62
1,047	1,50	1,71	2,00
1,076	2,92	3,06	3,53
1,085	3,45	3,64	4,28
1,093	3,78	3,95	4,49
1,102	4,19	4,35	5,12
1,101	3,21	3,38	4,15
1,154	6,31	6,32	7,61
Desvio absoluto médio %	0,57	0,80	0,98

Fonte: Elaboração própria do autor.

Tabela D4 - Desvios absolutos médios entre as capacidades do condensador medidas por Bansal e Chin (2002) e calculadas: correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico – Caso 4.

Vazão (g/s)	Shao e Granryd (1995)	Cavallini <i>et al.</i> (1999)	Mueller (1997)
0,994	0,34	0,05	0,45
1,030	0,88	1,01	0,92
1,038	1,21	1,79	1,37
1,044	1,47	1,72	1,59
1,067	2,00	2,20	2,24
1,078	2,33	2,54	2,62
1,112	3,67	3,79	4,05
1,138	3,58	3,64	4,11
1,140	3,17	3,37	3,87
1,142	3,35	3,54	4,06
1,154	5,57	5,74	6,35
1,163	5,83	6,00	6,68
1,170	4,95	5,09	5,68
Desvio absoluto médio %	2,90	3,11	3,31

Fonte: Elaboração própria do autor.

APÊNDICE E – Capacidade Calculada do Condensador

As Tabelas E1 a E4 apresentam a capacidade calculada do condensador para cada vazão em massa do refrigerante, respectivamente, dos Casos 1 a 4 (vide Tab. 4.2).

Tabela E1 – Capacidade calculada do condensador – Caso 1.

Vazão (g/s)	Capacidade (W)
0,736	137,7
0,738	138,1
0,748	138,9
0,752	139,6
0,755	140,2
0,775	142,6
0,783	143,5
0,796	144,8
0,810	146,3
0,836	148,4
0,845	149,4
0,858	150,1
0,864	150,7

Fonte: Elaboração própria do autor.

Tabela E2 – Capacidade calculada do condensador – Caso 2.

Vazão (g/s)	Capacidade (W)
0,747	137,3
0,751	138,1
0,760	139,3
0,765	139,7
0,773	141,2
0,780	142,0
0,792	143,6
0,802	144,5
0,812	146,1
0,813	146,2
0,827	147,6
0,833	148,4
0,854	150,6
0,868	151,9
0,870	152,1
0,872	152,2
0,884	153,4
0,887	153,6
0,906	155,1
0,920	155,6
0,931	156,8
0,940	156,9
0,951	157,8
0,990	158,6

Fonte: Elaboração própria do autor.

Tabela E3 – Capacidade calculada do condensador – Caso 3.

Vazão (g/s)	Capacidade (W)
0,944	175,2
0,949	176,1
0,957	176,6
0,962	177,1
0,967	177,3
0,975	178,6
0,980	179,3
0,980	179,3
1,012	182,5
1,015	182,8
1,035	184,5
1,041	184,9
1,047	185,5
1,076	187,5
1,085	187,9
1,093	188,7
1,102	189,2
1,101	189,2
1,154	191,1

Fonte: Elaboração própria do autor.

Tabela E4 – Capacidade calculada do condensador – Caso 4.

Vazão (g/s)	Capacidade (W)
0,994	179,4
1,030	183,5
1,038	184,4
1,044	184,9
1,067	187,2
1,078	188,2
1,112	190,9
1,138	192,7
1,140	193,0
1,142	193,1
1,154	193,8
1,163	194,4
1,170	194,6

Fonte: Elaboração própria do autor.