

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA

**“Análise Numérica de Condensadores do Tipo
Arame-Sobre-Tubo Usados em Refrigeradores
Domésticos”**

Rafael Sene de Lima

Orientador: Prof. Dr. André Luiz Seixlack

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

Ilha Solteira – SP
Fevereiro/2008

FICHA CATALOGRÁFICA

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

L732a Lima, Rafael Sene de.
Análise numérica de condensadores do tipo arame-sobre-tubo usados em refrigeradores domésticos / Rafael Sene de Lima. -- Ilha Solteira : [s.n.], 2008
111 f. : il. (algumas color.)

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2008

Orientador: André Luiz Seixlack
Bibliografia: p. 104-107

1. Condensadores (Refrigeração). 2. Calor - Transmissão. 3. Trocador de calor.
4. Escoamento bifásico. 5. Refrigeradores.



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

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: Análise Numérica de Condensadores do Tipo Arame-Sobre-Tubo Usados em Refrigeradores Domésticos.

AUTOR: RAFAEL SENE DE LIMA

ORIENTADOR: Prof. Dr. ANDRE LUIZ SEIXLACK

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de MESTRE em ENGENHARIA MECÂNICA pela Comissão Examinadora:

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

Prof. Dr. EMANUEL ROCHA WOISKI
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. JOSÉ ROBERTO SIMÕES MOREIRA
Departamento de Engenharia Mecânica / Escola Politécnica da USP

Data da realização: 27 de fevereiro de 2008.



Presidente da Comissão Examinadora
Prof. Dr. ANDRE LUIZ SEIXLACK

Dedico este trabalho aos meus pais Donatílio e Liberti e ao meu irmão Robison, estímulos que me impulsionaram a buscar meus ideais.

Agradecimentos

Primeiramente a Deus, por ter me concedido força e perseverança para concluir este trabalho.

Aos meus pais e meu irmão, pelos ensinamentos, pelo carinho e confiança.

A CAPES pelo apoio financeiro.

Ao meu orientador Prof. Dr. André Luiz Seixlack, pelo aprendizado, pela confiança, paciência e apoio constante no decorrer do trabalho.

Ao meu grande amigo Marcos Lourenço, pelo companheirismo nos momentos felizes e também nos momentos mais difíceis e a todos os amigos por grandes momentos juntos, que de forma direta ou indireta contribuíram muito para a conclusão deste trabalho.

A banca examinadora, por aceitar contribuir na discussão e certamente no enriquecimento deste trabalho.

Ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, professores e funcionários.

"Não me sinto obrigado a acreditar que o mesmo Deus que nos dotou de sentidos, razão e intelecto, pretenda que não os utilizemos."

Galileu Galilei

Resumo

Neste trabalho apresenta-se um modelo numérico para a simulação do escoamento transiente de fluidos refrigerantes ao longo de condensadores do tipo arame-sobre-tubo, comumente usados em refrigeradores domésticos que empregam o ciclo de compressão de vapor. A análise envolve o escoamento do fluido refrigerante no interior do tubo e a transferência de calor por convecção natural e radiação entre a superfície externa do tubo, as aletas em forma de arames cilíndricos e o ar externo. No interior do tubo o escoamento é considerado unidimensional e dividido em uma região monofásica de vapor superaquecido, uma região bifásica líquido-vapor e outra em que o refrigerante encontra-se no estado de líquido sub-resfriado. A queda de pressão no interior do tubo é também considerada. Na região bifásica o escoamento é considerado homogêneo, ou seja, são consideradas condições de equilíbrio térmico e hidrodinâmico entre as fases. Inicialmente, condições de regime permanente serão assumidas e posteriormente será analisada a resposta dinâmica do condensador às variações das condições de operação do sistema. A simulação do escoamento ao longo do condensador é obtida a partir da solução numérica das equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e de conservação de energia. Para a parede do condensador, a equação de conservação de energia é resolvida para determinar a sua distribuição de temperatura. O método de Volumes Finitos é usado na discretização das equações governantes. O modelo permite a determinação, nos regimes permanente e transiente, das distribuições de pressão, título, temperatura do refrigerante e temperatura do tubo ao longo do condensador, em função da geometria do condensador e das condições de operação. O modelo proposto é analisado e os resultados obtidos são discutidos e comparados com os dados experimentais disponíveis na literatura e/ou obtidos por outros modelos.

PALAVRAS CHAVE: condensador-aramé-sobre-tubo; refrigerador doméstico, trocador de calor; escoamento bifásico.

Abstract

This work presents a numerical model to simulate the unsteady refrigerant fluid flow along wire-on-tube condensers, commonly used in vapor compression cycle based domestic refrigerators. The model considers the refrigerant flow inside the tube and the heat transfer from the outer surfaces of the wires and tubes to the surrounding air by free convection and radiation. The refrigerant flow along the condenser is divided into a vapor superheated single-phase region, a two-phase liquid-vapor flow region and a subcooled liquid region. The refrigerant pressure drop is taken into account. The homogeneous model is employed for the two-phase flow region, i.e. the hydrodynamic and thermal equilibrium between the phases are considered. Initially the steady state condition is considered and later condenser unsteady behavior is analyzed. The mass conservation, momentum and energy conservation equations for the refrigerant flow are solved in order to evaluate the distributions of mass flux, pressure and temperature of the refrigerant fluid, respectively. Also, the energy conservation equation for the tube wall is solved to determine the wall temperature distribution. The system of differential equations is solved using the Finite Volume method. The model is analyzed and the obtained results are compared with data available in the open literature.

Keywords: wire-on-tube condenser, domestic refrigerator, heat exchanger, two-phase flow.

Lista de Figuras

FIGURA 1.1 – FORMAS DE CONDENSAÇÃO. (A) CONDENSAÇÃO EM PELÍCULA; (B) CONDENSAÇÃO POR GOTAS SOBRE A SUPERFÍCIE; (C) CONDENSAÇÃO HOMOGÊNEA; (D) CONDENSAÇÃO POR CONTATO DIRETO.	19
FIGURA 1.2 - ESQUEMA DE UM CONDENSADOR DO TIPO ARAME-SOBRE-TUBO.	22
FIGURA 3.1 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DOS PADRÕES DE ESCOAMENTOS BIFÁSICOS USUALMENTE OBSERVADOS EM TUBOS HORIZONTAIS.	38
FIGURA 3.2 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DOS REGIMES DE ESCOAMENTOS BIFÁSICOS ASCENDENTES USUALMENTE OBSERVADOS EM TUBOS VERTICAIS.	40
FIGURA 3.3 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA SEQUÊNCIA DOS PADRÕES DE ESCOAMENTO AO LONGO DE DUTOS HORIZONTAIS DURANTE O PROCESSO DE CONDENSAÇÃO.	41
FIGURA 4.1 – ESQUEMA DE UM CONDENSADOR ARAME-SOBRE-TUBO.	47
FIGURA 4.2 – BALANÇO DE MASSA EM UM VOLUME DE CONTROLE ELEMENTAR.	48
FIGURA 4.3 – BALANÇO DE QUANTIDADE DE MOVIMENTO LINEAR EM UM VOLUME DE CONTROLE ELEMENTAR.	49
FIGURA 4.4 – BALANÇO DE ENERGIA PARA UM VOLUME DE CONTROLE ELEMENTAR NO INTERIOR DO TUBO DO CONDENSADOR.	51
FIGURA 4.5 – BALANÇO DE ENERGIA EM UM VOLUME DE CONTROLE ELEMENTAR NA PAREDE DO CONDENSADOR.	52
FIGURA 4.6 – PROCESSO DE CONDENSAÇÃO ESQUEMATIZADO EM UM DIAGRAMA P-H.	54
FIGURA 5.1 – DOMÍNIO DISCRETIZADO SEGUNDO O MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS.	67
FIGURA 5.2 – FLUXOGRAMA DO ALGORITMO NUMÉRICO USADO NA SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES GOVERNANTES AO LONGO DO CONDENSADOR.	73
FIGURA 6.1 – INFLUÊNCIA DO MODELO DE CÁLCULO DE F_z SOBRE A DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO DO REFRIGERANTE.	79
FIGURA 6.2 – INFLUÊNCIA DO MODELO DE CÁLCULO DE F_z SOBRE A DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA DO REFRIGERANTE.	79
FIGURA 6.3 – DISTRIBUIÇÕES DO COEFICIENTE INTERNO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO AO LONGO DO CONDENSADOR.	81

FIGURA 6.4 – DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA DO REFRIGERANTE AO LONGO DO CONDENSADOR VARIANDO-SE AS CORRELAÇÕES PARA O CÁLCULO DE H_i	81
FIGURA 6.5 – INFLUÊNCIA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NATURAL, H_e	82
FIGURA 6.6 – INFLUÊNCIA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR RADIAÇÃO, H_{RAD}	83
FIGURA 6.7 – INFLUÊNCIA DO COEFICIENTE EXTERNO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR RADIAÇÃO, H_{RAD}	84
FIGURA 6.8 – DISTRIBUIÇÃO DOS PERFIS DE TEMPERATURA E RESISTÊNCIAS TÉRMICAS INTERNA E EXTERNA.....	84
FIGURA 6.9 – DISTRIBUIÇÕES DE: (A) TEMPERATURAS DO REFRIGERANTE E DA PAREDE DO TUBO; (B) PRESSÃO AO LONGO DO CONDENSADOR, PARA OS TRÊS CASOS LISTADOS NA TAB. 6.4.....	87
FIGURA 6.10 – COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS CALCULADOS E OS DADOS EXPERIMENTAIS DOS VALORES DO PIMF (AMEEN ET AL. 2005).....	89
FIGURA 6.11 – DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA DO REFRIGERANTE PARA DIFERENTES FLUXOS DE MASSA.....	90
FIGURA 6.12 – DISTRIBUIÇÕES DE ENTALPIA DO REFRIGERANTE PARA DIFERENTES FLUXOS DE MASSA.....	91
FIGURA 6.13 – DIAGRAMA P - H DO ESCOAMENTO AO LONGO DO CONDENSADOR PARA DIFERENTES FLUXOS DE MASSA.....	91
FIGURA 6.14 – DISTRIBUIÇÕES DA MASSA ESPECÍFICA DO REFRIGERANTE AO LONGO DO CONDENSADOR PARA DIFERENTES FLUXOS DE MASSA.....	92
FIGURA 6.15 – VARIAÇÃO DA TAXA TOTAL DE CALOR TRANSFERIDO PELO CONDENSADOR COM A VAZÃO EM MASSA.....	93
FIGURA 6.16 – DISTRIBUIÇÕES DA TEMPERATURA DO REFRIGERANTE AO LONGO DO CONDENSADOR PARA DIFERENTES TEMPERATURAS AMBIENTES.....	94
FIGURA 6.17 – DISTRIBUIÇÕES DA TEMPERATURA DA PAREDE DO TUBO PARA DIFERENTES TEMPERATURAS AMBIENTES.....	95
FIGURA 6.18 – DIAGRAMA P - H DO ESCOAMENTO AO LONGO DO CONDENSADOR PARA DIFERENTES TEMPERATURAS AMBIENTES.....	95
FIGURA 6.19 – VARIAÇÃO DA TAXA TOTAL DE CALOR TRANSFERIDO PELO CONDENSADOR COM A TEMPERATURA AMBIENTE.....	96

FIGURA 6.20 – VAZÕES EM MASSA PRESCRITAS NA ENTRADA, EQ. (6.1A), E NA SAÍDA, EQ. (6.1B), DO CONDENSADOR (HERMES, 2000).....	98
FIGURA 6.21 – TEMPERATURA DO REFRIGERANTE PRESCRITA NA ENTRADA, EQ. (6.1C), DO CONDENSADOR (HERMES, 2000).....	98
FIGURA 6.22 – DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA DO REFRIGERANTE AO LONGO DO CONDENSADOR, PARA ALGUNS INSTANTES DE TEMPO.....	99
FIGURA 6.23 – DISTRIBUIÇÕES DE VAZÃO EM MASSA DO REFRIGERANTE AO LONGO DO CONDENSADOR, PARA ALGUNS INSTANTES DE TEMPO.....	100
FIGURA 6.24 – DISTRIBUIÇÕES DE MASSA ESPECÍFICA DO REFRIGERANTE AO LONGO DO CONDENSADOR, PARA ALGUNS INSTANTES DE TEMPO.....	101
FIGURA 6.25 – DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA COM O TEMPO EM ALGUNS LOCAIS AO LONGO DO CONDENSADOR.....	101

Lista de Tabelas

TABELA 6.1 – PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DO CONDENSADOR TESTADO POR HERMES (2000).	75
TABELA 6.2 – PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO CONDENSADOR TESTADO POR HERMES (2000).	75
TABELA 6.3 – PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DOS CONDENSADORES TESTADOS POR AMEEN ET AL. (2005).	76
TABELA 6.4 - CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO UTILIZADAS NA ANÁLISE EM REGIME PERMANENTE.	77
TABELA 6.5 – COMPARAÇÃO ENTRE O MODELO PROPOSTO E O MODELO DESENVOLVIDO POR HERMES (2000) PARA CONDIÇÕES DE REGIME PERMANENTE.	85
TABELA 6.6 – COMPARAÇÃO COM OS DADOS EXPERIMENTAIS (AMEEN ET AL. 2005) DOS LOCAIS DE INÍCIO (PIMF) E TÉRMINO DA MUDANÇA DE FASE (PFMF) AO LONGO DO CONDENSADOR.	88

Lista de Símbolos

Símbolos Arábicos:

A	área [m ²]
c	calor específico [J/kgK]
c_p	calor específico a pressão constante [J/kgK]
d	diâmetro [m]
e^*	energia interna específica [J/kg]
f	fator de atrito
f_i	fator de correção para rugosidade interfacial
Fr_L	número de Froude para um comprimento característico L
Fz	força em razão do atrito entre o fluido refrigerante e a parede do tubo [N/m ³]
g	aceleração da gravidade local [ms ²]
G	fluxo de massa de refrigerante [kg/m ² s]
h	entalpia específica [J/kg]
H	coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m ² K]
j	fluxo superficial do refrigerante [m/s]
k	condutividade térmica [W/mK]
l_p	espaço entre as aletas [m]
l_t	espaço entre os tubos [m]
L_{dis}	região de entrada do condensador [m]
\dot{m}	vazão em massa do refrigerante [kg/s]
Nu_L	número de Nusselt referente ao comprimento característico L
p	pressão absoluta [Pa]
P	perímetro [m]
Pr	número de Prandtl do escoamento
q''	fluxo de calor [W/m ²]
R	resistência térmica [m ² K/W]
Ra_L	número de Rayleigh referente ao comprimento característico L
Re_L	número de Reynolds do escoamento, referente ao comprimento característico L
t	tempo [s]

T	temperatura[°C]
u	velocidade do escoamento [m/s]
v	volume específico [m³/kg]
x	título bifásico
X_{tt}	parâmetro de Martinelli
We	altura do condensador [m]
Wi	largura do condensador [m]
z	distância ao longo do tubo [m]

Símbolos Gregos:

α	fração de vazio
β_a	coeficiente de expansão volumétrica do ar [1/K]
δ	espessura do filme de líquido [m]
ε	emissividade da superfície do tubo
θ	ângulo da película de condensado descendente ao longo da parte superior da seção transversal do tubo
θ_{st}	ângulo de estratificação
μ	viscosidade dinâmica do refrigerante [Pa.s]
μ	viscosidade absoluta do ar [Ns/kgK]
ζ	rugosidade interna da parede do tubo do condensador.
ρ	massa específica do refrigerante [kg/m³]
ρ_a	massa específica do ar [kg/m³]
ρ_c	massa específica do material da parede do condensador [kg/m³]
σ	constante de Stefan-Boltzmann
τ	tensão de cisalhamento [Pa]
ϕ	variável genérica
ϕ_k^2	multiplicador bifásico

Índices Inferiores:

a	indica que a propriedade se refere ao ar
c	indica que a propriedade se refere à parede do tubo do condensador
cc	indica que a propriedade se refere à coroa circular do tubo

<i>cv</i>	indica que a propriedade se refere à condensação convectiva
<i>e</i>	parte externa do tubo
<i>Fr</i>	número de Froude
<i>i</i>	interior do tubo
<i>e</i>	exterior do tubo
<i>l</i>	fase líquida
<i>lv</i>	refere-se à vaporização
<i>o</i>	estagnação
<i>ond</i>	indica a transição para o escoamento ondulado
<i>p</i>	indica que a propriedade se refere à condensação em película
<i>pin</i>	refere-se à aleta
<i>r</i>	refrigerante
<i>rad</i>	radiação
<i>st</i>	transição para o escoamento estratificado
<i>stt</i>	seção transversal do tubo
<i>TP</i>	escoamento bifásico
<i>v</i>	fase de vapor

Números Adimensionais:

$$Fr_L = \frac{G^2}{gL\rho^2}$$

$$Nu_L = \frac{HL}{k}$$

$$Pr = \frac{k}{\rho c_p}$$

$$Ra_L = \left(\frac{\beta\rho^2 c_p}{\mu k} \right) g(T_c - T_a)L^3$$

$$Re_L = \frac{\rho uL}{\mu}$$

Sumário

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	17
1.1 GENERALIDADES SOBRE CONDENSAÇÃO E CONDENSADORES.....	19
1.2 OBJETIVOS DA DISSERTAÇÃO	24
1.3 ESBOÇO DA DISSERTAÇÃO.....	25
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	27
CAPÍTULO 3 - FUNDAMENTOS SOBRE ESCOAMENTOS BIFÁSICOS	33
3.1 INTRODUÇÃO	33
3.2 CLASSIFICAÇÃO GERAL DOS ESCOAMENTOS BIFÁSICOS	34
3.3 ALGUNS PARÂMETROS BÁSICOS	35
3.4 PADRÕES DE ESCOAMENTO BIFÁSICO.....	37
3.5 MODELOS DE ANÁLISE DOS ESCOAMENTOS BIFÁSICOS.....	42
CAPÍTULO 4 - MODELO MATEMÁTICO.....	46
4.1 INTRODUÇÃO	46
4.2 EQUAÇÕES GOVERNANTES	48
4.3 CONDIÇÕES INICIAIS E DE CONTORNO.....	53
4.4 EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS	56
4.4.1 <i>Queda de Pressão Devido ao Atrito.....</i>	<i>57</i>
4.4.2 <i>Coefficiente de Transferência de Calor por Convecção Entre o Fluido Refrigerante e a Parede do Tubo, H_i.....</i>	<i>61</i>
4.4.3 <i>Coefficiente de Transferência de Calor por Convecção Entre a Parede do Tubo e o Ar Ambiente, H_e.....</i>	<i>65</i>
CAPÍTULO 5 - METODOLOGIA DE SOLUÇÃO.....	67
5.1 INTRODUÇÃO	67
5.2 DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES GOVERNANTES	68
5.3 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO.....	71
CAPÍTULO 6 - RESULTADOS E DISCUSSÃO	74
6.1 INTRODUÇÃO	74

6.2	DEFINIÇÃO DO MODELO	77
6.3	EFEITO DAS CORRELAÇÕES CONSTITUTIVAS – REGIME PERMANENTE.	78
6.3.1	<i>Influência do Modelo de Cálculo da Força de Atrito, F_z</i>	78
6.3.2	<i>Influência do Coeficiente Interno de Transferência de Calor por Convecção, H_i</i>	80
6.3.3	<i>Influência dos Coeficientes Externos de Transferência de Calor</i>	82
6.4	ANÁLISE DO CONDENSADOR – REGIME PERMANENTE.....	85
6.4.1	<i>Influência do Fluxo de Massa de Refrigerante</i>	89
6.4.2	<i>Influência da Temperatura Ambiente</i>	93
6.5	ANÁLISE DO CONDENSADOR - REGIME TRANSIENTE	96
CAPÍTULO 7 - CONCLUSÕES		103
REFERÊNCIAS		ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.
APÊNDICE - IDENTIFICAÇÃO DO PADRÃO DO ESCOAMENTO		109

Capítulo 1

Introdução

A primeira forma de utilização da refrigeração que o ser humano encontrou para benefício próprio foi por meio da conservação do gelo de rios e lagos em poços cobertos de palha com a finalidade de melhorar o sabor de suas bebidas. Somente no século XVIII o homem começou a relacionar o frio ao retardo da deterioração dos alimentos e com isso surgiu a necessidade de produzir frio artificialmente. O início da conservação de alimentos por meio da refrigeração mecânica ocorreu em meados do século XIX quando o homem descobriu a capacidade que alguns gases tinham de retirar calor de um sistema quando submetidos à expansão. O gelo produzido era utilizado nas casas e comércios para conservar alimentos em menor escala.

Segundo Gosney (1982), a primeira descrição completa de um equipamento de refrigeração, operando de maneira cíclica, foi apresentada por Jacob Perkins em 1834 (British Patent 6662). O trabalho de Perkins despertou pouco interesse e não foi mencionado na literatura da época, permanecendo esquecido por aproximadamente cinquenta anos, até ser apresentado em um trabalho escrito por Bramwell no *Journal of the Royal Society of Arts*.

Ainda segundo Gosney (1982), o principal responsável por tornar o princípio de refrigeração por compressão mecânica em um equipamento real foi o escocês James Harrison em 1856 e 1857. Não se sabe se Harrison conhecia ou não o trabalho de Perkins.

Em 1862, o equipamento de Harrison foi apresentado à sociedade da época em uma exibição internacional em Londres. A partir daí observou-se um desenvolvimento contínuo do sistema de refrigeração, principalmente em relação ao estudo de diferentes tipos de fluidos de trabalho, os fluidos refrigerantes.

Com a disponibilização de energia elétrica em Nova Iorque, William F. Singer patenteou em 1917 a primeira unidade de refrigeração doméstica com acionamento elétrico. Esses primeiros produtos eram feitos para serem colocados dentro das chamadas caixas de gelo (*ice-box*). O frio era então produzido expandindo-se uma substância volátil, o fluido refrigerante, a baixa pressão num tubo muito fino, o qual passava no interior do refrigerador. A expansão do gás provocava uma diminuição na sua temperatura retirando calor do ambiente

ao redor do tubo, ou seja, do interior do refrigerador. Em seguida o gás era comprimido e passava por outro tubo fino colocado na parte externa posterior do refrigerador, o condensador, e liberava calor para a atmosfera, para depois retornar ao interior do refrigerador e reiniciar o processo.

O primeiro fluido utilizado como refrigerante foi o éter, que deixou de ser empregado devido ao risco da formação de uma mistura explosiva com o ar. Até meados de 1930 os fluidos refrigerantes utilizados eram a amônia, o dióxido de enxofre e o cloreto de metila, todos extremamente tóxicos. Nessa época muitas famílias deixaram de utilizar refrigeradores domésticos devido ao risco de intoxicação. A solução foi a identificação de uma nova família de fluidos refrigerantes, os chamados clorofluorcarbonos, CFCs, que não eram tóxicos nem inflamáveis. Tais substâncias já eram conhecidas como compostos químicos desde o século XIX, mas suas propriedades como refrigerantes foram investigadas primeiramente pelo americano Thomas Midgley (GOSNEY, 1982).

No início da década de 70, Molina e Rowland (1974), da Universidade da Califórnia escreveram um artigo alertando sobre a possibilidade de a camada de ozônio, responsável pela absorção dos raios ultravioleta, estar sendo degradada devido à emissão de compostos à base de flúor na atmosfera, incluindo os CFCs. Nas últimas décadas tem havido uma crescente preocupação da comunidade científica em relação ao uso racional dos recursos naturais, o que tem impulsionado grandes investimentos em pesquisas na área de refrigeração e ar-condicionado. Essas pesquisas visam principalmente o aumento da eficiência dos sistemas de refrigeração, buscando soluções que levem à redução dos custos de produção e do consumo de energia elétrica, além do desenvolvimento de fluidos refrigerantes menos nocivos ao meio ambiente.

Dentre os componentes de sistemas de refrigeração, 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.

A motivação do presente trabalho é a análise de um desses componentes: os condensadores do tipo arame-sobre-tubo, comumente utilizados em refrigeradores domésticos. Tais condensadores tem sido alvo de inúmeras pesquisas, experimentais e numéricas, em razão de sua grande influência sobre o desempenho global sistema.

1.1 Generalidades Sobre Condensação e Condensadores

O processo de condensação consiste na remoção de calor de um determinado fluido na fase de vapor até que a temperatura do fluido na fase de vapor é reduzida abaixo da sua temperatura de saturação. Em equipamentos industriais o processo comumente resulta do contato entre o vapor e uma superfície resfriada, Figs. 1.1(a) e 1.1(b). O condensado se forma como consequência da transferência da entalpia latente do vapor para a superfície resfriada.

Uma outra forma comum de condensação é a homogênea, Fig. 1.1(c), na qual o vapor se condensa na forma de gotículas suspensas em uma fase de vapor formando uma névoa. Existe também a condensação por contato direto, Fig. 1.1(d), que ocorre quando o vapor é colocado em contato direto com um líquido frio.

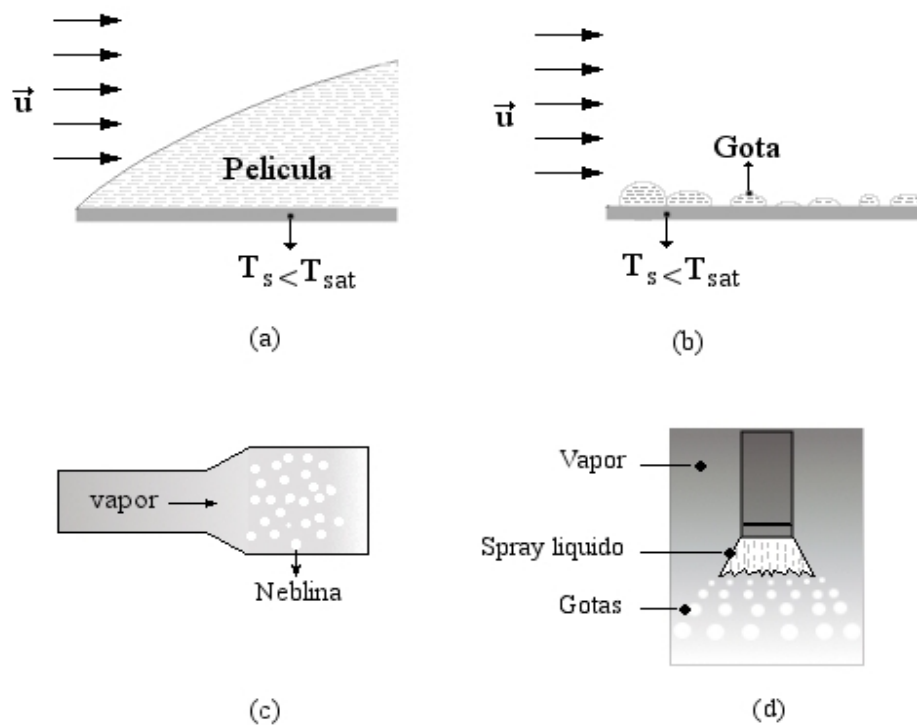


Figura 1.1 – Formas de condensação. (a) Condensação em Película; (b) Condensação por gotas sobre a superfície; (c) Condensação homogênea; (d) Condensação por contato direto.

A forma dominante de condensação é chamada de condensação em película, na qual uma película de líquido cobre toda a superfície. A condensação em película ocorre em

superfícies limpas, entretanto, caso alguma substância iniba o umedecimento da superfície a condensação em gotas ocorrerá. As gotas se formam em fendas, depressões e cavidades sobre a superfície e podem crescer e se unir, formando gotas que variam de poucos microns no diâmetro a aglomerações visíveis a olho nu.

Tanto a condensação em película como a condensação em gotas, exercem uma resistência à transferência de calor entre o vapor e a superfície. Sendo tal resistência diretamente proporcional à espessura do condensado, que aumenta na direção do escoamento, em situações envolvendo condensação em película é desejável utilizar superfícies externas pequenas ou cilindros horizontais.

Para que sejam mantidas altas taxas de transferência de calor e condensação, a formação de gotículas é desejável em relação à formação de película. Portanto, é prática comum utilizar revestimentos na superfície que inibam o umedecimento, estimulando a condensação em gotas.

Embora seja desejável alcançar a condensação em gotas, em aplicações industriais, é freqüentemente difícil manter essa condição. Por essa razão e devido aos coeficientes de convecção para condensação em película serem menores do que aqueles para o caso das gotas, os cálculos de projetos de condensadores são freqüentemente baseados considerando a condensação em película.

Em um sistema de refrigeração os condensadores são os trocadores de calor responsáveis pela rejeição do calor, absorvido pelo fluido refrigerante, condensando todo o vapor de refrigerante proveniente do compressor. Os tipos de condensadores nos sistemas de refrigeração de forma geral são aqueles: (i) resfriados a água; (ii) evaporativos; (iii) resfriados a ar.

Os condensadores resfriados a água são utilizados em instalações de grande porte e necessitam de torres de resfriamento para que o calor proveniente da água de arrefecimento seja rejeitado para a atmosfera. A classificação dos condensadores resfriados a água varia de acordo com a carga e com a temperatura da água de arrefecimento, com a quantidade de água que pode ser circulada, com o tamanho, com o custo de montagem e de manutenção e com a pressão de operação. O funcionamento correto desses condensadores depende muito das condições locais da água, tanto da efetividade do seu tratamento químico como também, em função da região, da possibilidade de seu congelamento. Os tipos de condensadores resfriados

a água são: tubo e carcaça (*shell and tube*), serpentina e carcaça (*shell and coil*) e tubos duplos.

Os condensadores tubo e carcaça consistem de uma carcaça cilíndrica onde são instalados vários tubos paralelos, conectados a duas placas de tubos dispostas em ambas as extremidades e são construídos para cargas de 3 a 35000 kW. Nesses condensadores o refrigerante e a água de arrefecimento circulam, respectivamente, por fora e por dentro dos tubos num circuito de passagem única ou múltipla. São trocadores de calor tipicamente horizontais, mas podem ser utilizados verticalmente, caso o espaço de instalação seja reduzido, sacrificando seus rendimentos.

Nos condensadores serpentina e carcaça a água de arrefecimento circula ao longo de tubos em forma de serpentina dispostos dentro de uma carcaça e o refrigerante escoar do lado externo dos tubos. Esses condensadores são mecanicamente difíceis de serem limpos, em razão tipo de construção.

Os condensadores de tubo duplo consistem de dois tubos dispostos coaxialmente, nos quais o refrigerante escoar no espaço anular e a água de condensação no tubo interior. A água e o refrigerante escoam em contra-corrente. São projetados para cargas variando de 1 a 180 kW. Os tubos são insubstituíveis e de limpeza difícil.

Os condensadores evaporativos podem ser considerados como torres de resfriamento, em que o calor rejeitado pelo refrigerante é transferido à água e posteriormente é rejeitado ao meio ambiente, que é, em última análise, o meio de resfriamento (Stoecker e Jabardo, 1994).

Os condensadores resfriados a ar utilizam o ar ambiente para arrefecer o fluido refrigerante. O arrefecimento pode ser obtido por meio da convecção natural do ar, ou pelo uso de um ventilador. Esses condensadores são utilizados em instalações tipicamente de pequeno porte, tais como refrigeradores domésticos e aparelhos de ar condicionado. Entretanto, com a crescente preocupação de usuários de condensadores resfriados a água em relação ao uso racional da água, principalmente em indústrias, em razão de problemas de incrustação e elevado custo do tratamento da água, os condensadores resfriados a ar têm sido amplamente empregados em grandes instalações.

Condensadores resfriados a ar podem ser constituídos de tubos lisos ou aletados na forma de serpentina, de radiador ou de placa. Nos refrigeradores domésticos os condensadores são comumente conhecidos como condensadores arame-sobre-tubo. Esse tipo de condensador

tem sido utilizado em refrigeradores domésticos por muitos anos e sua representação esquemática é mostrada na Figura 1.2.

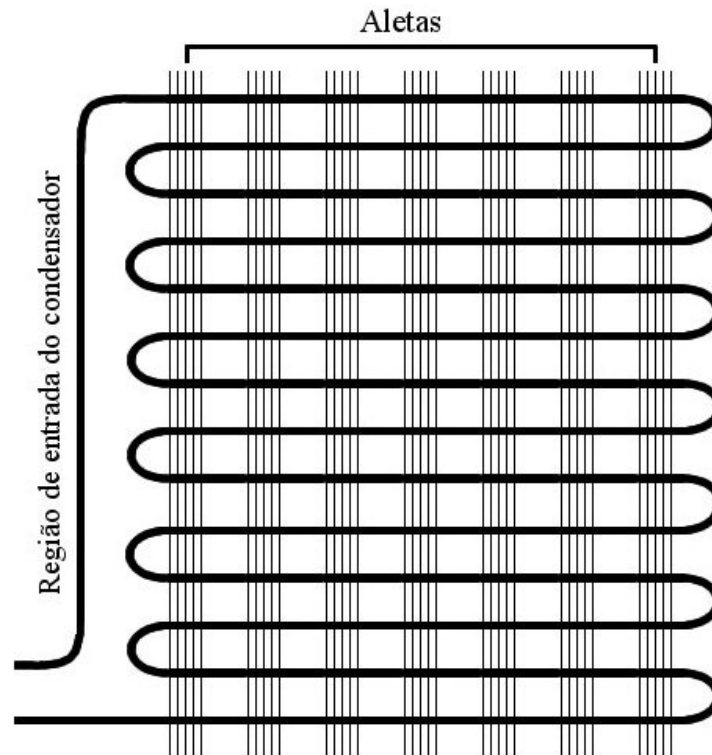


Figura 1.2 - Esquema de um condensador do tipo arame-sobre-tubo.

Os condensadores do tipo arame-sobre-tubo são constituídos por um único tubo, de aço ou de cobre, disposto em forma de serpentina de passes múltiplos. Um feixe de arames cilíndricos, que servem de aletas, é soldado simetricamente na superfície externa de ambos os lados na direção normal do tubo, em razão da maior resistência térmica do ar em relação à do refrigerante.

O fluido refrigerante escoar no interior do tubo à medida que muda de fase e o ar escoar externamente, trocando calor por radiação e por convecção natural com a superfície externa do tubo e com o feixe de aletas. Na Figura 1.2, observa-se que o refrigerante, ao entrar no condensador, escoar ao longo de uma região do tubo não aletada, conhecida como região de entrada do condensador. Nessa região o refrigerante encontra-se no estado de vapor superaquecido e também transfere calor para o ar. Ao longo do condensador, o refrigerante atinge o estado de saturação e a partir daí o processo de condensação convectiva ocorre até que o refrigerante saia do condensador, no estado saturado ou de líquido sub-resfriado.

Uma vez que o calor é transferido da parede externa do tubo e das aletas para o ar por

radiação e por convecção natural, o principal parâmetro de interesse prático é o coeficiente de transferência de calor combinado. As condições de operação do condensador são definidas pela diferença entre as temperaturas da parede e do ar ambiente.

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. Embora tais propriedades, geralmente, variem pouco durante a condensação convectiva, a mudança de fase causa uma variação apreciável na velocidade relativa entre as duas fases e o padrão do escoamento pode se alterar drasticamente ao longo do tubo (CAREY, 1992). Frequentemente, os padrões de escoamento observados na condensação convectiva são: anular, ondulado, pistonado (*slug*) e em bolhas.

As curvas de retorno ao longo do tubo, necessárias para se obter a configuração em serpentina, 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 parada e acionamento do compressor ou da variação das condições de operação do sistema. Durante tais 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 apresentado por Hermes (2000). No período de parada do compressor 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 à pressão de saturação relativa à temperatura do evaporador.

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 mais

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 condensador 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 se evapora em razão da rápida redução da pressão de condensação.

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

1.2 Objetivos da Dissertação

Neste trabalho, propõe-se a elaboração de um modelo para a simulação do escoamento ao longo de condensadores do tipo arame-sobre-tubo, considerando o escoamento no interior dos tubos e a transferência de calor com o ar externo escoando por convecção natural. Um dos objetivos deste estudo é a análise do desempenho dos condensadores usados em refrigeradores domésticos.

O condensador a ser analisado é do tipo esquematizado na Fig. 1.2. Uma vez que o refrigerante na entrada do condensador encontra-se no estado de vapor superaquecido e pode deixá-lo como líquido sub-resfriado, o escoamento ao longo do tubo, incluindo o trecho da região de entrada do condensador, será dividido em três regiões: monofásica de vapor superaquecido, bifásica líquido-vapor e monofásica de líquido sub-resfriado. Na região bifásica o escoamento é considerado homogêneo, isto é, as fases líquida e de vapor possuem as mesmas velocidades e mesmas temperaturas.

Em uma primeira etapa, a condição de regime permanente é considerada e posteriormente analisa-se o comportamento transiente do condensador, quando submetido às variações das condições de operação do sistema. A queda de pressão ao longo do tubo é considerada, uma vez que assume valores significativos no transiente de partida em razão do grande fluxo de massa deslocado pelo compressor logo após seu acionamento.

Os objetivos específicos do presente trabalho são:

- Elaborar um modelo numérico para simular o escoamento de fluidos refrigerantes no interior do tubo de condensadores do tipo arame-sobre-tubo, usados no sistema de refrigeração doméstico, considerando a interação com o ar ambiente;
- Analisar o desempenho desse tipo de condensador;
- Contribuir na elaboração de um modelo mais amplo para simular o comportamento do sistema de refrigeração por compressão de vapor doméstico, a partir da combinação dos modelos individuais de cada componente do sistema.

1.3 Esboço da Dissertação

O presente trabalho divide-se em sete capítulos, cujos assuntos são resumidos a seguir.

Capítulo 1. Introdução. Neste capítulo apresenta-se um breve comentário sobre o papel da refrigeração na humanidade ao longo dos anos e uma descrição resumida sobre o fenômeno de condensação e características gerais de alguns tipos de condensadores, focando no final o condensador do tipo arame-sobre-tubo. Apresentam-se também os objetivos do trabalho.

Capítulo 2. Revisão Bibliográfica. Apresenta-se neste capítulo uma revisão bibliográfica dos principais trabalhos que analisam os condensadores do tipo arame-sobre-tubo, tanto experimental como numericamente, e de outros trabalhos que estudam o processo de condensação em dutos horizontais.

Capítulo 3. Fundamentos dos Escoamentos Bifásicos. Neste capítulo apresenta-se uma breve discussão sobre escoamentos bifásicos, indicando a importância e algumas aplicações

desse tipo de escoamento. Além disso, são introduzidos alguns parâmetros básicos necessários para a análise de problemas que envolvem escoamentos bifásicos, uma breve descrição sobre os padrões de escoamento bifásico em dutos verticais e horizontais e uma descrição resumida sobre os modelos de análise desses escoamentos.

Capítulo 4. Formulação do Problema. Neste capítulo apresenta-se o modelo proposto neste trabalho, incluindo: hipóteses simplificativas consideradas, as equações governantes para a análise do escoamento e da transferência de calor em condensadores do tipo arame-sobre-tubo, a condição inicial e as condições de contorno. Apresentam-se também as equações constitutivas para o cálculo da variação de pressão devido ao atrito e dos coeficientes de transferência de calor necessários para a solução de sistema de equações governantes.

Capítulo 5. Metodologia de Solução. Neste capítulo as equações governantes são discretizadas utilizando-se o Método dos Volumes Finitos e apresenta-se o algoritmo para a solução do sistema de equações algébricas resultante.

Capítulo 6. Resultados e Discussão. Neste capítulo os resultados obtidos para os regimes permanente e transiente são apresentados e discutidos, procurando-se explorar as potencialidades do modelo elaborado.

Capítulo 7. Conclusões. Neste capítulo são apresentadas as conclusões sobre o trabalho e algumas sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

Condensadores do tipo arame-sobre-tubo tem sido utilizados em sistemas de refrigeração e amplamente estudados desde a década de 50. Uma das grandes dificuldades encontradas no estudo desse tipo de condensador é a obtenção de resultados satisfatórios referentes à transferência de calor entre a superfície externa do condensador, tubo e arames, e o ar ambiente, que pode ocorrer por convecção natural, maioria dos casos, ou por convecção forçada do ar.

A convecção natural ocorre em razão da formação de um fluxo ascendente e turbulento de ar, que é resultado da diminuição de sua densidade provocada pelo aumento de sua temperatura. Nos casos de escoamento forçado, a transferência de calor por convecção com o ar é provocada pela ação de um ventilador.

Nos Estados Unidos a maioria dos refrigeradores domésticos, *frost-free*, usam condensadores com convecção forçada, enquanto na Europa e também no Brasil, os condensadores arame-sobre-tubo com convecção natural, acoplada à radiação, são amplamente usados (TAGLIAFICO; TANDA, 1997).

Dentre os primeiros trabalhos a investigar experimentalmente a transferência de calor nesses tipos de trocadores de calor estão os de Witzell e Fontaine (1957), cuja análise ficou restrita a faixas estreitas de parâmetros geométricos.

A análise do escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos de um condensador arame-sobre-tubo 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 do modelamento preciso da transferência de calor, por convecção natural ou forçada do ar, no lado de fora dos tubos e do rendimento das superfícies estendidas.

Tanda e Tagliafico (1997) propuseram uma correlação semi-empírica para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção natural do ar para condensadores do tipo arame-sobre-tubo com um único feixe de arames verticais. Essa correlação foi desenvolvida com base em 126 ensaios experimentais realizados em 42 trocadores de calor com diferentes

características geométricas. A correlação leva em consideração os efeitos das características geométricas mais importantes do trocador de calor: o espaçamento, de centro a centro, entre o tubo e os arames, a altura do condensador e a diferença de temperatura entre o tubo e o ambiente. Os resultados obtidos por meio da correlação desenvolvida se ajustam aos resultados experimentais com um desvio padrão de 6%.

Tagliafico e Tanda (1997) desenvolveram um modelo para o cálculo do coeficiente externo de transferência de calor em condensadores do tipo arame-sobre-tubo, considerando as transferências de calor por convecção natural e por radiação. Os efeitos da radiação e da convecção natural foram estudados separadamente. A radiação foi teoricamente calculada utilizando-se uma rede de corpos cinza com interações entre cada parte do trocador de calor e o ambiente externo. O coeficiente externo de transferência de calor por convecção foi calculado usando-se a correlação semi-empírica anteriormente desenvolvida baseada em testes experimentais realizados com um conjunto de 42 trocadores de calor, obtidas em seu trabalho anterior (TANDA; TAGLIAFICO, 1997), com várias características geométricas.

No mesmo trabalho, Tagliafico e Tanda (1997) testaram o efeito de alguns parâmetros geométricos na eficiência do trocador de calor por meio de 24 ensaios experimentais realizados com 8 de trocadores de calor. A comparação entre a taxa total de transferência de calor calculada pelo modelo proposto e os resultados experimentais resultou em um desvio máximo de 13%, dos valores calculados ficaram na faixa de $\pm 10\%$ em relação aos valores experimentais. Uma inspeção mais apurada dos resultados revela que a influência do componente convectivo para transferência de calor aumenta quando os tubos e aletas estão mais espaçados, quando a altura do condensador é maior e quando a diferença entre a temperatura da parede do tubo e a temperatura ambiente é maior.

Hoke, Clausing e Swofford (1997) obtiveram também uma correlação experimental para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção forçada do ar para condensadores do tipo arame-sobre-tubo. Os ensaios experimentais foram realizados em oito condensadores para dois casos: escoamento do ar perpendicular ao tubo e paralelo aos arames e escoamento do ar perpendicular aos arames e paralelo ao tubo. Embora tenham sido usados mais de 1600 dados experimentais na obtenção da correlação, os resultados calculados apresentam erros na faixa dos 20% em relação aos dados experimentais.

Lee et al. (2001) desenvolveram uma correlação para a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção forçada do ar em trocadores de calor do tipo arame-sobre-tubo. A correlação foi obtida inserindo-se fatores de correção, determinados

experimentalmente, na correlação de Zhukauskas (1972). Os desvios entre os resultados obtidos usando-se os fatores de correção e os dados experimentais foram, respectivamente, de 10% e de 3,7%.

Na literatura encontram-se poucos trabalhos que se dedicam à obtenção de correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor na condensação de fluidos refrigerantes no interior de tubos. Um desses trabalhos é o de Boissieux, Heikal e Johns (2000) no qual dados experimentais foram obtidos para a condensação de três fluidos refrigerantes HFC (hidroclorofluorcarbonos): R407C, R404A e Isceon 59, no interior de tubos horizontais lisos. Esses refrigerantes são misturas ternárias dos fluidos: R134a, R32, R125, R143a e R600. Os refrigerantes R407 e Isceon 59 são alternativas para a substituição do R22 e o R404A é o substituto para o R502.

A principal contribuição de Boissieux, Heikal e Johns (2000) foi a análise de validade de duas correlações já existentes, de Dobson e Chato(1998) e de Shah (1979), no cálculo do coeficiente de transferência de calor na condensação dessas misturas de fluidos refrigerantes. Os resultados calculados pelas correlações de Dobson e Chato (1998) e Shah (1979), quando comparados com os obtidos experimentalmente, apresentam, respectivamente, desvios padrões globais de 7,6% e 9,1%.

Vários estudos teóricos sobre trocadores de calor, apresentando modelos computacionais com diferentes graus de complexidade, são também encontrados na literatura. Em alguns desses trabalhos, tais como aqueles de Bansal et al. (2001) e Pettit, Willatzen e Ploug-Sorensen (1998), os modelos basearam-se no escoamento do refrigerante no interior do tubo e na transferência de calor por convecção forçada do ar ambiente em escoamento cruzado ou em contracorrente.

Um modelo teórico para simular o comportamento transiente de refrigeradores domésticos foi apresentado por Hermes (2000). Modelos individuais foram elaborados para cada um dos componentes básicos do sistema: evaporador, compressor, condensador e tubo capilar-linha de sucção. A análise de cada componente é feita por meio da solução das equações da conservação da massa, da quantidade de movimento linear e da conservação da energia, sendo necessárias correlações constitutivas para o cálculo dos fatores de atrito e dos coeficientes de transferência de calor.

A simulação integrada dos modelos dos componentes não foi possível devido a vários problemas de convergência numérica. Um desses problemas foi a descontinuidade gerada nas

interfaces entre o escoamento bifásico e o monofásico. As situações nas quais esse problema tornou-se mais acentuado são o início do sub-resfriamento no condensador, o início do superaquecimento no evaporador e o início da saturação no tubo capilar. Ao longo do trabalho, à medida que os problemas de convergência foram surgindo, Hermes (2000) optou por explorar com mais profundidades os modelos individuais de cada componente.

Hajal, Thome e Cavallini (2003) e Thome, Hajal e Cavallini (2003) desenvolveram, respectivamente, um mapa de regimes de escoamento e um modelo para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para tubos horizontais. O mapa de escoamento, desenvolvido por Hajal, Thome e Cavallini (2003), foi construído por meio da utilização de uma média logarítmica entre as frações de vazio do modelo homogêneo e do modelo *drift-flux*, com o intuito de abranger uma faixa de pressões que varie desde valores baixos até valores próximos à região crítica.

O modelo de Thome, Hajal e Cavallini (2003) baseia-se no mapa de padrões de escoamento desenvolvido por Hajal, Thome e Cavallini (2003) e permite calcular o coeficiente local de transferência de calor durante a condensação de refrigerantes em tubos horizontais, para os regimes: anular, intermitente, estratificado-ondulado, plenamente estratificado e escoamento em névoa. Nesse modelo assume-se que ocorram dois mecanismos de transferência de calor no interior do tubo: condensação convectiva e condensação em película. O modelo também inclui o efeito da rugosidade interfacial entre as fases sobre a transferência de calor durante o processo de condensação.

Quadir, Krishnan e Seetharamu (2003) analisaram trocadores de calor arame-sobre-tubo utilizando o método dos elementos finitos. A influência da temperatura ambiente e do fluxo de massa no comprimento necessário para o início e término da mudança de fase foi analisada. Nesse trabalho também foi feita uma análise sobre a quantidade de tubos necessários para que haja a condensação completa do refrigerante.

Bansal e Chin (2003) apresentaram resultados experimentais e modelaram a transferência de calor e a queda de pressão em condensadores arame-sobre-tubo usados em refrigeradores domésticos. Os ensaios experimentais do condensador foram realizados em um refrigerador real para diferentes condições de operação. O modelo foi desenvolvido usando o método dos elementos finitos e a abordagem do coeficiente global variável de transferência de calor. A queda total de pressão ao longo do condensador foi modelada considerando-se a soma dos termos de atrito, aceleração, gravitacional e queda de pressão local, tal como perda nas curvas do tubo.

Os resultados calculados por Bansal e Chin (2003) foram comparados com os resultados experimentais para diferentes temperaturas de saturação do refrigerante e condições de condensação total do refrigerante na saída do condensador. Os resultados calculados de capacidade térmica do condensador [W] concordaram com os dados experimentais dentro da faixa de $\pm 10\%$ e os resultados calculados da queda de pressão [Pa] ficaram na faixa entre $\pm 15\%$ em relação aos experimentais. Os resultados obtidos também mostraram que a resistência externa à transferência de calor representa em torno de 80% e de 83-95% da resistência total, respectivamente, nos escoamentos monofásico e bifásico e que a convecção é o modo de transferência de calor dominante, representando até 65% do calor total transferido.

Bansal e Chin (2003) também otimizaram a capacidade térmica do condensador por unidade de peso usando uma variedade de arames, de passos entre tubos e de diâmetros. Os resultados dessa otimização mostraram que o projeto do condensador com a melhor relação capacidade térmica/peso apresentou um aumento de 3% de capacidade térmica e uma redução de 6% de peso em relação ao projeto original.

Islamoglu (2003) calculou a transferência de calor em trocadores de calor arame-sobre-tubo utilizando redes neurais artificiais. Os resultados obtidos concordaram com os resultados experimentais na faixa de 3%. Em seu trabalho Islamoglu (2003) também alertou sobre a possibilidade do uso de redes neurais artificiais na análise térmica de outros sistemas similares.

Ameen et al. (2005) realizaram um estudo experimental com o intuito de verificar se condensadores do tipo arame-sobre-tubo, usados em refrigeradores que originalmente empregam R12, poderiam ser usados com o refrigerante R134a. Os resultados demonstraram que é possível a utilização dos mesmos condensadores com o refrigerante R134a, desde que os compressores do sistema de refrigeração sejam substituídos por outros de capacidades diferentes, adequados ao refrigerante R134a.

Ameen et al. (2005) apresentaram também um modelo numérico, usando o método dos elementos finitos, para a análise do desempenho de condensadores arame-sobre-tubo submetidos a diferentes condições de operação. Os resultados calculados, em termos dos locais de início e de término da mudança de fase, aproximaram-se dos resultados experimentais na faixa de $\pm 10\%$.

Observa-se a partir dessa revisão bibliográfica que embora sejam encontrados na literatura vários estudos, tanto experimentais quanto computacionais, sobre condensadores

arame-sobre-tubo, a maioria deles não analisa o comportamento desse tipo de condensador no regime transiente. Nota-se também que vários parâmetros e efeitos ainda precisam ser adequadamente analisados, para melhorar o entendimento e a modelagem dos fenômenos complexos envolvidos nesse tipo de problema.

Capítulo 3

Fundamentos Sobre Escoamentos Bifásicos

Neste capítulo apresentam-se alguns fundamentos sobre escoamentos bifásicos, uma vez que a análise de condensadores arame-sobre-tubo envolve uma região de escoamento bifásico líquido-vapor, que requer uma modelagem adequada. Além das diferentes aplicações tecnológicas, apresentam-se a classificação geral e importantes aspectos qualitativos desses escoamentos. Apresentam-se, também, alguns fundamentos sobre a condensação no interior de tubos horizontais, os parâmetros básicos e os métodos de análise dos escoamentos bifásicos.

3.1 Introdução

Escoamentos bifásicos estão presentes na vida do ser humano de várias maneiras. Podem ser exemplificados por meio de fenômenos naturais, tal como na precipitação de uma gota de água escoando através do ar, ou de fenômenos provocados pelo homem, tais como na reação química entre ar e combustível em um motor de combustão interna ou em tubulações de trocadores de calor e em inúmeros outros processos industriais e naturais.

Por muito tempo, a análise de escoamentos bifásicos ficou limitada a correlações experimentais ou a modelos extremamente simplificados, sendo considerada como uma das áreas mais complexas da mecânica dos fluidos. Essa situação tem mudado consideravelmente devido a grandes esforços realizados no desenvolvimento de novos modelos e métodos numéricos relacionados a escoamentos bifásicos, o que torna possível a obtenção de resultados mais satisfatórios.

Algumas das aplicações mais importantes nas quais os escoamentos bifásicos estão presentes são:

- a) *Sistemas de geração de potência:* unidades termelétricas de geração de energia, motores a jato e de combustão interna, propulsores bifásicos;
- b) *Sistemas de transferência de calor:* evaporadores, condensadores, torres de

resfriamento, trocadores de calor criogênicos;

c) *Sistemas de processos*: sistemas de destilação, reatores químicos, separadores de fase, separadores de partículas;

d) *Controle do ambiente*: sistemas de ar-condicionado, refrigeradores, separadores de poluentes;

e) *Fenômenos geo-meteorológicos*: estudo de ondas oceânicas, do escoamento dos ventos, previsão do tempo, erosão de solos, formação de dunas, formação e movimento de gotas de chuva e formação de gelo;

f) *Sistemas biológicos*: escoamento sanguíneo, controle da temperatura do corpo por transpiração.

3.2 Classificação Geral dos Escoamentos Bifásicos

Existe uma variedade de escoamentos bifásicos dependendo das combinações entre as duas fases assim como das estruturas do escoamento. Misturas bifásicas são caracterizadas pela existência de uma ou muitas interfaces e são mais facilmente classificadas de acordo com a combinação entre as fases (Ishii, 1975), como misturas: (i) gás - sólido; (ii) gás - líquido; (iii) líquido - sólido; (iv) dois líquidos imiscíveis. No presente texto será discutido apenas a mistura bifásica gás-líquido.

Também é possível classificar os escoamentos bifásicos de acordo com as estruturas interfaciais entre as fases e com a distribuição topográfica de cada fase. Entretanto essa classificação é bem mais complexa, pois as estruturas formadas durante o escoamento bifásico se alteram continuamente.

Assim como o escoamento monofásico pode ser classificado de acordo com a sua estrutura como laminar, transicional e turbulento, os escoamentos bifásicos podem ser classificados, de acordo com a geometria das interfaces entre as fases, em três classes (Ishii 1975): separados, transicionais ou mistos e dispersos.

Dependendo do tipo da interface, a classe dos escoamentos separados pode ser dividida em regimes planos e quase-axisimétricos. Os regimes planos incluem os escoamentos em película e os escoamentos estratificados, enquanto os regimes quase-axisimétricos incluem os escoamentos anulares e os escoamentos em jato. A classe dos escoamentos dispersos é

comumente subdividida de acordo com a fase dispersa, nos regimes: de bolhas, de gotículas e de partículas sólidas. A terceira classe, escoamentos mistos ou transicionais, é caracterizada tanto pela presença dos escoamentos separados e dispersos. Tal classe surge freqüentemente nos escoamentos de misturas líquido-vapor com mudança de fase ocorrendo progressivamente ao longo de um canal.

3.3 Alguns Parâmetros Básicos

Considere um escoamento bifásico unidimensional em regime permanente em um canal onde, em um instante de tempo qualquer, um ponto no interior do escoamento pode estar na fase líquida e, no instante posterior, pode estar na fase vapor. A distinção entre as fases de líquido e vapor é feita, respectivamente, por meio de dos índices l e v . Uma linha que passa através da normal em relação ao eixo do canal passará, no mesmo instante de tempo, parcialmente sobre a fase vapor e parcialmente sobre a fase líquida. Uma fração média linear de vapor pode ser definida como sendo o comprimento da linha submersa em vapor dividido pelo comprimento total da linha. Do mesmo modo, a área transversal média instantânea da fração de gás pode ser definida dividindo-se a área transversal do canal preenchida por vapor pela área transversal total do canal. A essa relação dá-se o nome de fração de vazio e é denotada por α .

Se a área da seção transversal do canal é A e as áreas ocupadas pelas fases de vapor e líquido são, respectivamente, A_v e A_l a fração de vazio é dada por,

$$\alpha = \frac{A_v}{A} \quad (1 - \alpha) = \frac{A_l}{A} \quad (3.1)$$

A vazão em massa total ao longo do canal é representada por \dot{m} , sendo que: $\dot{m} = \dot{m}_l + \dot{m}_v$. A razão entre as vazões em massa de vapor a vazão em massa total é conhecida como título bifásico ou fração de secagem (*dryness fraction*) (CAREY, 1992), x , dado por,

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_v + \dot{m}_l} \quad (1 - x) = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_v + \dot{m}_l} \quad (3.2)$$

Da mesma forma o termo $(1 - x)$ é conhecido como fração de umidade (*wetness fraction*). Salienta-se que, nos escoamentos bifásicos, somente quando o equilíbrio hidrodinâmico e o equilíbrio termodinâmico entre as fases são alcançados, as definições do título bifásico, Eq. (3.2), e do título termodinâmico (razão entre a massa de vapor presente na mistura e a massa total da mistura) são idênticos.

Em problemas de termodinâmica clássica, transições de fases são tratadas como se ocorressem em processos de quase-equilíbrio nas condições de saturação. A mudança de fase nos processos reais ocorre usualmente em condições de não-equilíbrio (metaestabilidade). Em processos reais de vaporização, por exemplo, geralmente há alguma porção de líquido que é superaquecido. Da mesma forma, o início da condensação em processos reais geralmente ocorre com a presença de uma porção de vapor sub-resfriado.

Para um tubo com área de seção transversal A_{stt} , o fluxo de massa G , é definido como

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{stt}} \quad (3.3)$$

Usando-se as Eqs. (3.1) e (3.2) as vazões em massa de líquido e de vapor, são, respectivamente, dadas por,

$$\dot{m}_l = (1 - \alpha)\rho_l u_l A_{stt} = (1 - x)\dot{m} \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_v = \alpha\rho_v u_v A_{stt} = x\dot{m} \quad (3.5)$$

Dividindo-se as Eqs. (3.4) e (3.5) pela área da seção transversal do tubo e usando-se a Eq. (3.3), obtém-se, respectivamente, para as fases líquida e vapor,

$$(1 - \alpha)G = (1 - \alpha)\rho_l u_l \quad (3.6)$$

$$xG = \alpha\rho_v u_v \quad (3.7)$$

nas quais u é a velocidade média da fase e ρ é a massa específica.

No estudo dos escoamentos bifásicos é útil a definição dos fluxos superficiais de vapor, j_v e de líquido, j_l , respectivamente, dados por,

$$j_v = \alpha u_v = \frac{Gx}{\rho_v} \quad (3.8)$$

$$j_l = (1 - \alpha)u_l = \frac{G(1 - x)}{\rho_l} \quad (3.9)$$

Os fluxos superficiais possuem unidades de velocidade, mas podem também ser interpretados como fluxos volumétricos de cada fase ao longo de um tubo. O valor numérico de cada um deles é igual à velocidade que resultaria se cada fase escoasse sozinha ao longo do tubo, em sua própria vazão.

3.4 Padrões de Escoamento Bifásico

Na análise de escoamentos sem mudança de fase é importante estabelecer o regime do escoamento: se laminar ou turbulento. Além disso, caso os dois regimes estejam presentes no escoamento é importante conhecer onde ocorre a transição de um regime para o outro. Na análise dos escoamentos bifásicos, deve-se conhecer a distribuição topográfica das fases ao longo do escoamento.

Em um escoamento gás-líquido as fases podem adquirir várias formas geométricas conhecidas como padrões ou regimes de escoamento. Em adição aos efeitos de inércia, efeitos viscosos e de forças de pressão presentes nos escoamentos monofásicos, os regimes de escoamentos bifásicos são também influenciados por forças de tensão superficial, pelas características de molhamento do líquido sobre as paredes do tubo e pelas vazões e transferências de quantidade de movimento entre as fases de líquido e vapor. Além disso, em razão da ação da força gravitacional, diferenças nos padrões dos escoamentos bifásicos podem ser encontradas dependendo da posição do tubo: se vertical ou horizontal. Uma das diferenças principais entre esses dois casos é a freqüente tendência à estratificação que ocorre nos escoamentos horizontais em função da influência da força gravitacional. O vapor tende a migrar para a parte superior do tubo, enquanto que a maior parcela de líquido escoar na parte inferior.

A disposição entre as fases, mostrada esquematicamente nas Fig. 3.1 e 3.2, é bastante complexa. Nos casos reais, a morfologia dos escoamentos bifásicos pode ser ainda mais

complexa e pode mudar, dependendo das propriedades do fluido e das condições do escoamento.

De acordo com Collier e Thome (1999), os padrões de escoamentos bifásicos mais comuns em tubos horizontais, vide Fig. 3.1, são:

a) Escoamento em bolhas (*bubbly flow*). Ocorre usualmente quando o título da mistura líquido-vapor é muito reduzido e é caracterizado pela presença de bolhas de vapor dispersas na fase líquida contínua. O tamanho médio dessas bolhas é geralmente pequeno quando comparado com o diâmetro do tubo. Observa-se que as bolhas tendem a se aglomerar na porção superior do tubo;

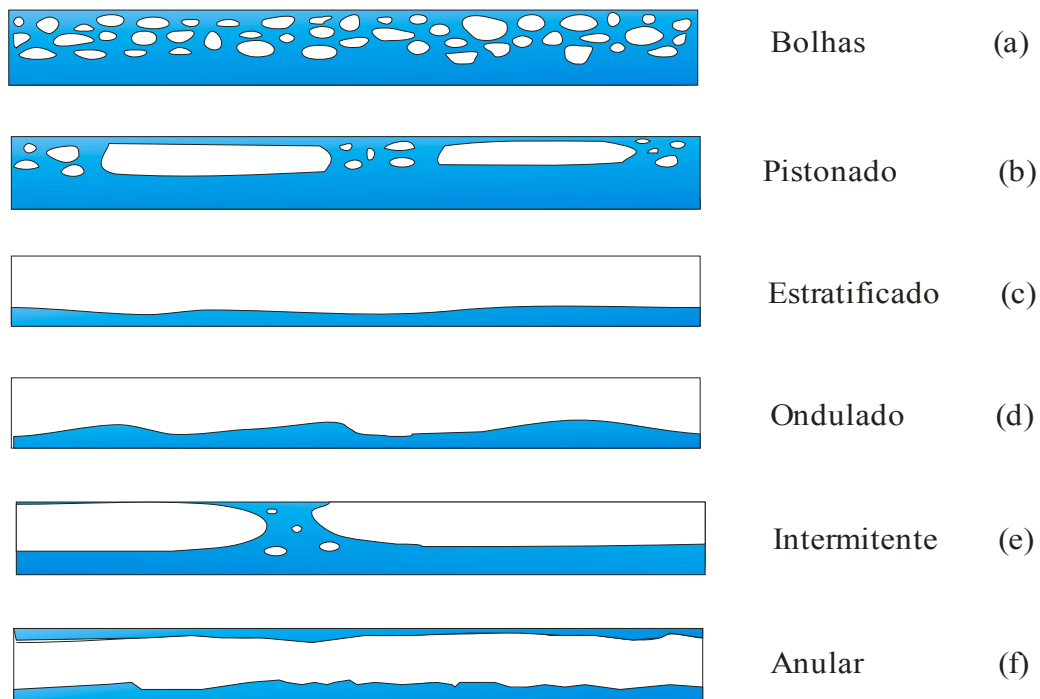


Figura 3.1 - Representação esquemática dos padrões de escoamentos bifásicos usualmente observados em tubos horizontais.

b) Escoamento pistonado (*plug flow*). À medida que o título é aumentado no regime em bolhas, a coalescência de pequenas bolhas dá origem a bolhas maiores, semelhantes a pistões, que ocupam a porção superior do tubo;

c) Escoamento estratificado (*stratified flow*). Este regime ocorre somente em escoamentos com vazões muito reduzidas e títulos razoavelmente altos. Observa-se que o líquido esco

pela parte inferior do tubo e o vapor escoar na parte superior, existindo uma interface relativamente uniforme;

d) Escoamento ondulado (*wavy flow*). Ocorre à medida em que as vazões de cada fase e/ou o título são aumentados no regime estratificado e a interface, eventualmente, torna-se instável e ondulada. O forte cisalhamento na interface existente neste regime de escoamento, com a formação e ruptura de ondas, pode arrastar gotículas de líquido para o interior do núcleo de vapor;

e) Escoamento intermitente (*slug flow*). Observado em vazões de líquido elevadas, nas quais a amplitude das ondas pode aumentar de tal forma que a ruptura poderá atingir o topo do tubo, formando grandes bolhas. Nesse regime as bolhas são alongadas e tendem a escoar na porção superior do tubo, em contato com a sua superfície, como resultado da ação da força de empuxo.

f) Escoamento anular (*annular flow*). Este regime é observado em escoamentos com vazões de líquido moderadas, com altas velocidades da fase de vapor e títulos elevados. Nesse caso surge um núcleo de vapor envolvido por uma película de líquido que se forma nas paredes do tubo. A película de líquido pode ser descontínua ao longo do perímetro do duto. Os efeitos da força de empuxo tendem a reduzir a espessura da película de líquido na porção superior do tubo e a aumentá-la na porção inferior, (vide Fig. 3.1f). O forte cisalhamento pode resultar em um arraste significativo de líquido para o núcleo de vapor.

Na Figura 3.2 estão representados os regimes típicos de escoamentos bifásicos ascendentes em tubos circulares verticais. Nesse caso, os regimes também podem variar desde o escoamento em bolhas, para valores de títulos reduzidos, até o escoamento anular, para títulos elevados. No escoamento em bolhas, em um extremo as bolhas podem ser pequenas e esféricas e no outro podem ser maiores com a parte frontal esférica e a parte traseira reta (Fig. 3.2a).

O regime pistonado é observado em escoamentos com títulos ligeiramente superiores aos níveis observados no regime em bolhas. No padrão pistonado, as bolhas possuem tamanho próximo ao diâmetro do tubo, com a parte frontal esférica e a parte traseira reta. Essas bolhas são separadas das paredes do tubo por uma película de líquido (Fig. 3.2b).

Para títulos intermediários e vazões baixas, o cisalhamento na interface líquido-vapor pode estar próximo do valor que propicie uma combinação perfeita entre os efeitos do gradiente de pressão e da força gravitacional sobre a película de líquido. Como resultado, o fluxo de líquido tende a ser instável e oscilatório. O escoamento de vapor no centro do tubo é continuamente para cima e, embora a velocidade média da película de líquido seja para cima,

o líquido experimenta um movimento intermitente para cima e para baixo. O escoamento para estas condições é altamente agitante, originando numa interface altamente irregular, como mostrado na Fig. 3.2c. Esse escoamento oscilatório é conhecido como escoamento agitante (*churn flow*).

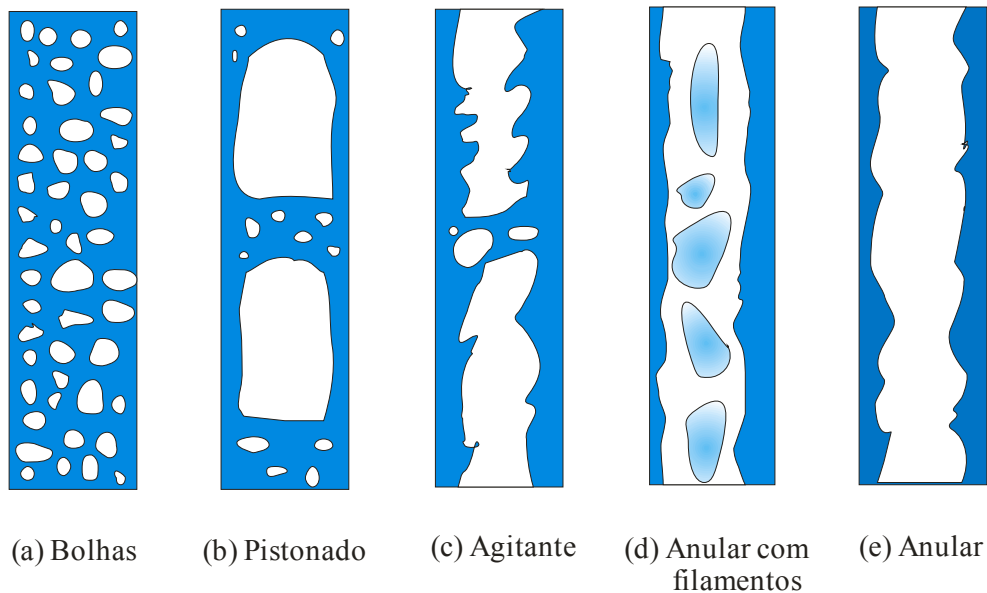


Figura 3.2 – Representação esquemática dos regimes de escoamentos bifásicos ascendentes usualmente observados em tubos verticais.

O regime anular com filamentos (*wispy-annular flow*), mostrado na Fig. 3.2d, ocorre em vazões de líquido e de vapor elevadas e títulos intermediários. Esse regime tem as características do escoamento anular, mas possui uma quantidade considerável de gotas de líquido aglomeradas em longos filamentos irregulares escoando no interior do núcleo de vapor.

No regime anular em escoamentos horizontais, Fig. 3.1f, com vazões de vapor suficientemente elevadas, a força gravitacional é pequena em relação aos efeitos de inércia e ao transporte turbulento de quantidade de movimento, originando uma distribuição mais uniforme de líquido ao longo do perímetro do tubo. Nesse caso, sob condições similares, o escoamento anular resultante difere pouco daquele observado em tubos verticais, mostrado na Fig. 3.2e (CAREY, 1992).

Os regimes de escoamentos bifásicos descritos anteriormente e a transição entre eles,

podem ser representados em mapas de regimes de escoamento. Nesses mapas os regimes são representados por áreas em um gráfico, cujas coordenadas são os fluxos superficiais de cada fase, j_k , ou são parâmetros contendo esses fluxos. Mapas de regime de escoamentos gás-líquido em tubos horizontais de seção circular foram propostos por Baker (1954), por Mandhane et al. (1974) e Taitel e Dukler (1976).

Escoamentos ascendentes e escoamentos horizontais são os escoamentos bifásicos mais comumente encontrados e o tubo circular é a geometria mais comum usada em aplicações de engenharia. No entanto, outras condições de escoamento e geometrias têm sido estudadas. Análises de escoamentos gás-líquido em dutos retangulares horizontais e verticais ascendentes mostram que os regimes de escoamento encontrados são similares àqueles em tubos circulares (COLLIER; THOME, 1999).

Quando uma mudança de fase ocorre em um escoamento bifásico ao longo de um duto, vários regimes de escoamentos podem ser encontrados em diferentes posições ao longo do comprimento. A seqüência de regimes depende basicamente da vazão, orientação do duto e do sentido do fluxo de calor. Na Fig. 3.3 é mostrada, esquematicamente, a seqüência de regimes de escoamento ao longo de um duto horizontal durante um processo de condensação.

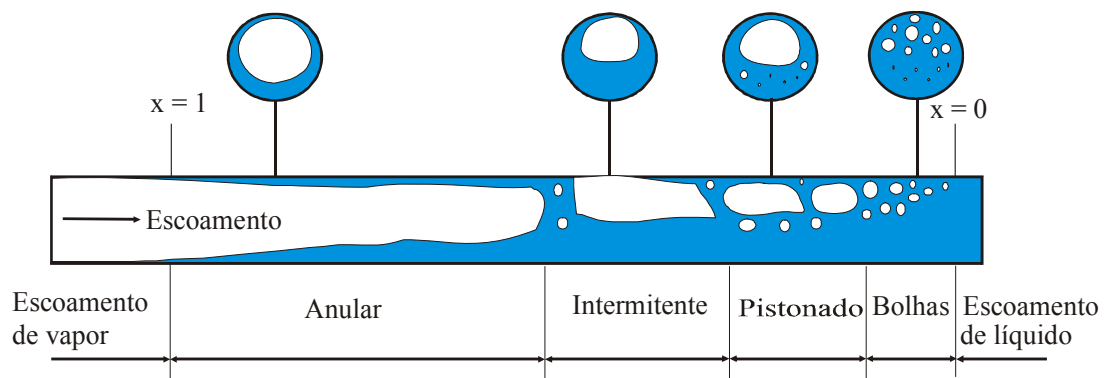


Figura 3.3 – Representação esquemática da seqüência dos padrões de escoamento ao longo de dutos horizontais durante o processo de condensação.

Observa-se na Fig. 3.3 que o fluido entra no tubo como vapor superaquecido e sai como líquido sub-resfriado. À medida que o processo de condensação ocorre a quantidade de vapor diminui e, para manter o fluxo de massa do escoamento constante, a densidade média do escoamento aumenta e a velocidade média diminui. Como os regimes de escoamento

bifásicos são fortemente dependentes da velocidade relativa das fases, a desaceleração do escoamento produz uma seqüência de mudanças nesses regimes. Na Figura 3.3 observa-se que o escoamento muda progressivamente do padrão anular para o padrão em bolhas.

Os locais onde o vapor atinge a temperatura de saturação, $x = 1$, e onde o vapor é totalmente condensado, $x = 0$, são mostradas na Fig. 3.3. Na prática, geralmente, observa-se que nas proximidades do ponto $x = 1$ há um significativo grau de não-equilíbrio termodinâmico. Uma película de líquido ligeiramente sub-resfriado inicia-se nas paredes do tubo antes que a temperatura de mistura do vapor, que ainda está no estado superaquecido, alcance a temperatura de saturação. Nessa região, gotículas de líquido podem se desprender da película de líquido para o núcleo de vapor superaquecido onde são então evaporadas.

A partir dessa região, o regime de escoamento anular se estabelece e é sucedido por diferentes padrões de escoamento até que o vapor se condense completamente e o estado de líquido sub-resfriado seja alcançado.

3.5 Modelos de Análise dos Escoamentos Bifásicos

A análise de escoamentos bifásicos é feita de maneira análoga a dos escoamentos monofásicos, partindo-se dos princípios da conservação da massa, da quantidade de movimento e da conservação da energia expressos em cada ponto do domínio espacial e em cada instante de tempo. As equações governantes são então obtidas e solucionadas usando-se hipóteses simplificativas juntamente com equações constitutivas que levam em conta a topologia do escoamento.

Entretanto, a adição de termos responsáveis pelos fenômenos que ocorrem nas interfaces entre as fases, as quais mudam de forma continuamente e de maneira instável dependendo do regime de escoamento, torna a solução destas equações uma tarefa extremamente complexa e trabalhosa.

A maneira usual de se resolver problemas envolvendo escoamentos bifásicos é por meio de modelos que simplificam o comportamento do escoamento tanto no espaço como no tempo, em detrimento de maior precisão nos resultados. Nesses modelos as fases podem ser tratadas como um todo quando se deseja obter uma média do comportamento da mistura ou separadas para obter-se informações a respeito do comportamento médio de cada fase.

Os principais modelos de análise de escoamentos bifásicos são:

(i) Modelo homogêneo:

O conceito básico do modelo homogêneo consiste em considerar o escoamento bifásico com a mistura homogênea, ao invés de duas fases separadas. Esse é o modelo mais simples de análise, na qual o escoamento bifásico é tratado como um pseudo-escoamento monofásico cujas propriedades são obtidas a partir das fases individuais. Dessa forma as fases são consideradas em equilíbrio, com as mesmas pressões, velocidades e temperaturas e o método de análise padrão da mecânica dos fluidos e de transferência de calor pode, então, ser aplicado.

No modelo homogêneo algumas características importantes de um escoamento bifásico são desprezadas, como é o caso da interação e deslizamento entre as fases. O aspecto mais importante do modelo homogêneo é o número reduzido de equações de campo e relações constitutivas necessárias na formulação do problema em comparação a modelos mais sofisticados.

Whalley (1987) salienta que os resultados obtidos com o modelo homogêneo representam uma boa estimativa dos resultados experimentais do gradiente de pressão no escoamento ao longo do tubo. Geralmente, a fração de vazio calculada pelo modelo homogêneo é uma boa estimativa do valor se: $(\rho_l/\rho_v) < 10$ ou se $G > 2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ (Whalley, 1987). Caso essas condições não sejam atendidas, o modelo homogêneo pode subestimar o valor da massa específica da mistura em 5 a 10%.

(ii) Modelo de Escoamento Separado:

Nesta abordagem considera-se que as fases sejam artificialmente segregadas, isto é, que tenham propriedades e velocidades diferentes e o modelo pode ser desenvolvido com vários graus de complexidade. Na versão mais simples, permite-se que somente as velocidades das fases sejam diferentes e as equações governantes são combinadas. Na versão mais sofisticada, dois conjuntos de equações de conservação de massa, quantidade de movimento e conservação de energia são escritas, um para cada fase e essas seis equações são resolvidas simultaneamente, em conjunto com as equações que descrevem a interação das fases entre si e com as paredes do tubo.

Em ambos os casos, devem ser fornecidas informações sobre a área da seção do duto

ocupada por cada fase, ou alternativamente, sobre a velocidade de cada uma delas, e sobre o atrito com a parede do tubo. Na versão mais sofisticada, são requeridas informações adicionais sobre o atrito entre as fases. Essas informações são inseridas nas equações básicas, ou por meio de modelos simplificados do escoamento ou mediante correlações empíricas, nas quais a fração de vazio e a tensão de cisalhamento na parede são relacionadas com variáveis primárias.

O modelo de fluxo com escorregamento, *drift flux model*, desenvolvido por Wallis (1969), é essencialmente um modelo de escoamentos separados, no qual a atenção é voltada para o movimento relativo entre as fases e não para os seus movimentos individuais. Tal modelo é mais adequado para escoamentos em que a velocidade da fase gasosa é bem definida, como nos regimes de escoamento em bolhas e no escoamento pistonado (Whalley, 1987). Entretanto, esse modelo é pouco adequado para o escoamento anular, no qual há duas velocidades características para uma fase: a velocidade da película de líquido e a velocidade das gotas de líquido dispersas no núcleo de vapor.

(iii) Modelo de Dois Fluidos:

Durante a década de 70, com o significativo crescimento da indústria nuclear, análises mais precisas sobre as condições de segurança dos reatores nucleares tornaram-se prioridade. Em consequência, durante essa década iniciou-se o desenvolvimento do modelo de dois fluidos, *two-fluid model*, a princípio para uma abordagem unidimensional e posteriormente para uma abordagem tridimensional (Lahey e Drew, 1990).

Nesse modelo, o escoamento é representado por uma seqüência de padrões, como aqueles encontrados quando um vapor e um líquido escoam juntos ao longo de um tubo. Um conjunto de equações que governam os balanços de massa, de quantidade de movimento e de energia, é escrito para cada fase. Para aplicar esse modelo, é necessário estabelecer os padrões de escoamento a serem considerados e usar critérios capazes de prever as transições entre esses padrões.

Usando-se técnicas apropriadas, obtêm-se equações médias no espaço ou no tempo, nas quais aparecem os termos que representam o transporte de massa, de quantidade de movimento e de energia de cada fase através das interfaces.

O modelo de dois fluidos necessita também de informações sobre o atrito e a transferência de calor entre cada fase e as paredes do tubo. Conforme mostrado em estudos

prévios (Ishii e Mishima, 1980), tais informações, em conjunto com as equações constitutivas dos termos de transferência interfacial devem ser suficientemente precisas. Caso contrário os resultados obtidos com esse modelo não serão significativamente melhores do que aqueles obtidos com modelos mais simplificados.

Ishii (1975) observou que as dificuldades matemáticas encontradas com a formulação local e instantânea podem ser consideráveis e em alguns casos insuperáveis. Entretanto, essa formulação pode ser diretamente aplicada no estudo de escoamentos separados, tais como o escoamento estratificado e o anular, no estudo do crescimento de uma bolha ou problemas envolvendo frentes de fusão ou solidificação. Adicionalmente, a formulação local e instantânea é a base fundamental de todos os modelos de escoamentos multifásicos cujas equações sejam obtidas por técnicas de realização de médias e é matematicamente rigorosa, desde que a hipótese do contínuo seja válida para cada sub-região.

Os métodos de obtenção de valores médios que podem ser aplicados a problemas termo-hidrodinâmicos são aqueles que obtêm médias temporais, médias espaciais ou médias amostrais. Diferentes abordagens matemáticas usadas na obtenção do modelo de dois fluidos são apresentadas por Ishii (1975) usando a técnica da média temporal, por Delhaye (em Bergles, 1981) usando a técnica da média espacial e temporal e por Lahey e Drew (1990) usando a técnica da média amostral. Salienta-se que todas essas abordagens conduzem essencialmente ao mesmo modelo e todas dependem de correlações constitutivas para a sua complementação.

Capítulo 4

Modelo Matemático

Neste capítulo, o modelo matemático proposto é apresentado, com as hipóteses simplificadoras adotadas e as condições iniciais e de contorno do problema. Apresentam-se também, as equações constitutivas para o cálculo da queda de pressão devido ao atrito, para os coeficientes de transferência de calor por convecção entre o refrigerante e a parede do tubo e entre a parede do e o ar ambiente.

4.1 Introdução

O modelo proposto é desenvolvido com base nas equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da conservação da energia no regime transiente. Considera-se a variação das propriedades apenas na direção axial, o que 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.

No presente modelo o escoamento ao longo do condensador arame-sobre-tubo é dividido em três regiões: região de vapor superaquecido, região bifásica e região de líquido sub-resfriado. O condensador é dividido em duas seções, ou seja: a seção de entrada, L_{dis} , onde não há aletas, e a seção com aletas, a qual constitui a maior parte do trocador de calor, cuja largura é W_i e altura é W_e (vide Fig. 4.1).

A queda de pressão do escoamento no interior do tubo é considerada uma vez que pode atingir valores significativos nos instantes iniciais após a partida do compressor. Xu (1996), citado por Hermes (2000), obteve valores de queda de pressão da ordem de 0,2 bar no transiente de partida. Entretanto, no regime permanente, essa queda de pressão torna-se praticamente insignificante, com valores da ordem de 0,02 bar obtidos por Klein (1998), também citado por Hermes (2000).

As hipóteses simplificadoras utilizadas na modelagem do condensador são:

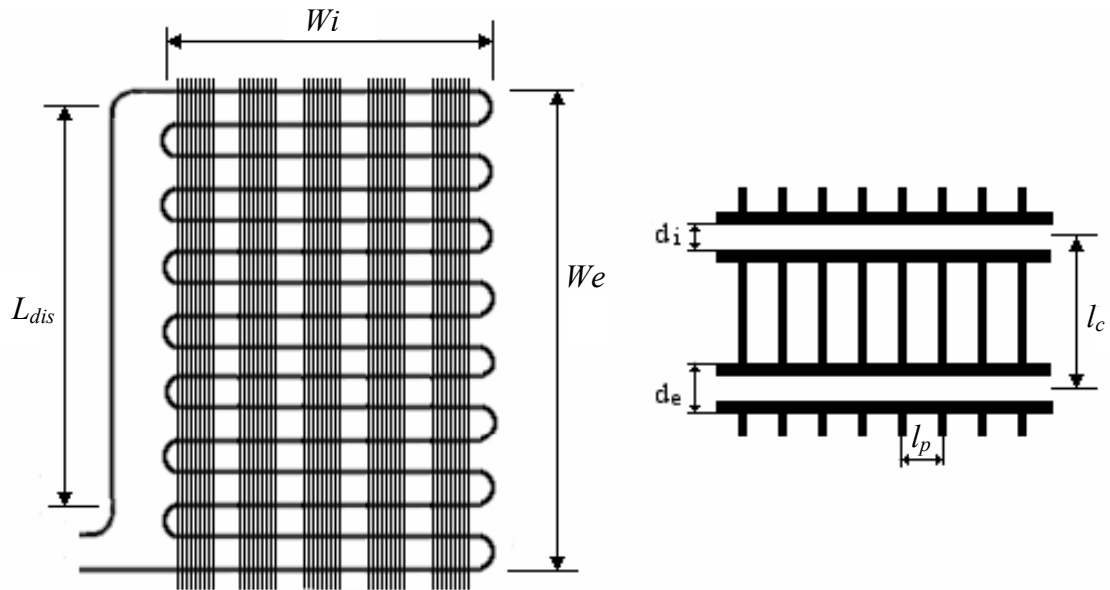


Figura 4.1 – Esquema de um condensador arame-sobre-tubo.

- a) o condensador é tratado como um tubo reto horizontal de diâmetro constante, ou seja, os efeitos de curvatura da serpentina são desprezados;
- b) as aletas são consideradas uniformemente espaçadas;
- c) o escoamento e a transferência de calor são considerados unidimensionais;
- d) o fluido refrigerante é considerado como fluido Newtoniano e livre de óleo;
- e) 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 desprezados;
- f) são desprezados: a difusão de calor no fluido na direção axial, 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;
- g) a condução de calor na parede do tubo é analisada de forma distribuída na direção axial e global na direção radial;
- h) considera-se a temperatura do ambiente externo constante;
- i) a equação da taxa de transferência de calor por radiação entre a parede do tubo e o ambiente externo é linearizada;
- j) as propriedades termofísicas do material da parede do tubo são consideradas constantes;

- k) o escoamento bifásico ao longo do condensador é considerado homogêneo, ou seja, o escoamento é matematicamente tratado como um pseudo escoamento monofásico cujas propriedades são obtidas considerando o título e as propriedades de cada fase individual. Conseqüentemente, ambas as fases têm as mesmas velocidades, pressões e temperaturas em qualquer seção transversal ao longo do tubo;

4.2 Equações Governantes

Considerando as hipóteses anteriores, as equações governantes do escoamento no interior do condensador são:

a) *Equação da Conservação da Massa:*

O balanço de massa no refrigerante que escoar através do volume de controle representado na Fig. 4.2 fornece:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

na qual ρ é a massa específica do refrigerante [kg/m^3], t é o tempo [s], z é a distância ao longo do tubo [m], $G = (\rho u)$ é o fluxo de massa de refrigerante [$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$] e u a velocidade do escoamento [m/s].

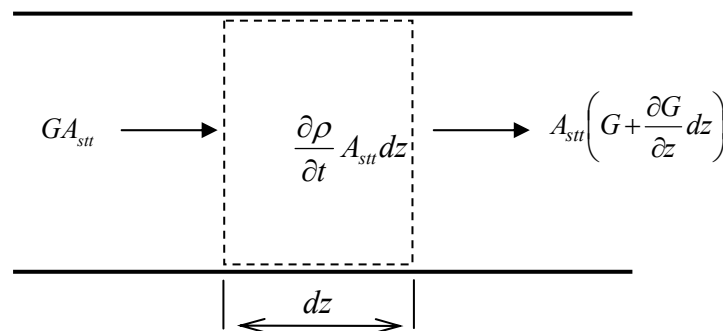


Figura 4.2 – Balanço de massa em um volume de controle elementar.

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

$$\rho = \rho_l + \alpha(\rho_v - \rho_l) \quad (4.2)$$

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

b) *Equação da Quantidade de Movimento:*

Um balanço de quantidade de movimento linear no volume de controle mostrado na Fig. 4.3 resulta em:

$$\frac{\partial G}{\partial t} A_{stt} dz + A_{stt} \frac{\partial(Gu)}{\partial z} dz = -A_{stt} \frac{\partial p}{\partial z} dz - P_i dz \tau_c \quad (4.3)$$

na qual p é a pressão absoluta [Pa], P_i o perímetro interno do tubo [m], τ_w a tensão de cisalhamento na parede do tubo [Pa] e A_{stt} a área interna da seção transversal do tubo [m²].

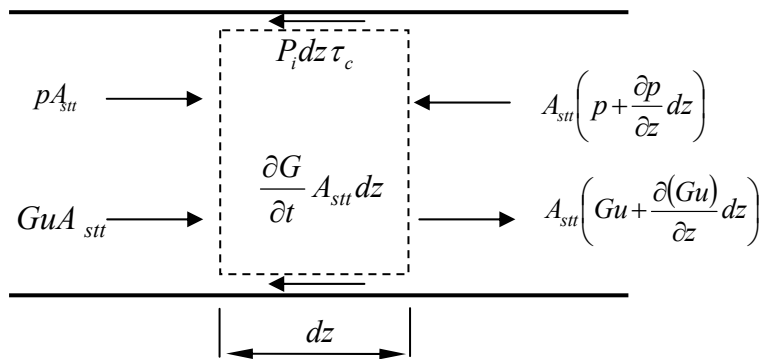


Figura 4.3 – Balanço de quantidade de movimento linear em um volume de controle elementar.

Dividindo ambos os lados por $A_{stt}dz$, e fazendo $F_z = (\tau_c P_i) / A_{stt}$, obtém-se,

$$\frac{\partial G}{\partial t} + \frac{\partial(Gu)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - F \quad (4.4)$$

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.

A Equação (4.4) é utilizada para o cálculo da pressão do refrigerante ao longo do condensador em cada instante de tempo.

c) *Equação da Conservação da Energia no Escoamento:*

O balanço de energia no volume de controle elementar representado na Fig. 4.4 fornece,

$$\frac{\partial(\rho e^*)}{\partial t} A_{stt} dz = -A_{stt} \frac{\partial(Ge^*)}{\partial z} dz - A_{stt} \frac{\partial(Gpv)}{\partial z} dz - q_i'' P_i dz \quad (4.5)$$

na qual $e^* = (e + u^2/2)$, é a energia interna específica [J/kg], v é o volume específico [m³/kg] e q_i'' é o fluxo de calor entre o refrigerante e a parede interna do tubo, calculada pela Lei de Newton do resfriamento, dada por,

$$q_i'' = H_i(T_r - T_c) \quad (4.6)$$

na qual H_i é o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do [W/m²K], T_r a temperatura do refrigerante [K] e T_c é a temperatura da parede do tubo do condensador [K].

Substituindo a Eq. (4.6) e a expressão de e^* na Eq. (4.5), tem-se,

$$\frac{\partial[\rho(e + u^2/2)]}{\partial t} = - \frac{\partial[G(e + u^2/2)]}{\partial z} - \frac{\partial(Gpv)}{\partial z} - \frac{H_i(T_r - T_c)P_i}{A_{stt}} \quad (4.7)$$

Substituindo $e = (h - pv)$, em que h é a entalpia específica [J/kg], na Eq. (4.7), obtém-se,

$$\frac{\partial[\rho(h + u^2/2)]}{\partial t} = \frac{\partial p}{\partial t} - \frac{\partial[G(h + u^2/2)]}{\partial z} - \frac{H_i(T_r - T_c)P_i}{A_{stt}} \quad (4.8)$$

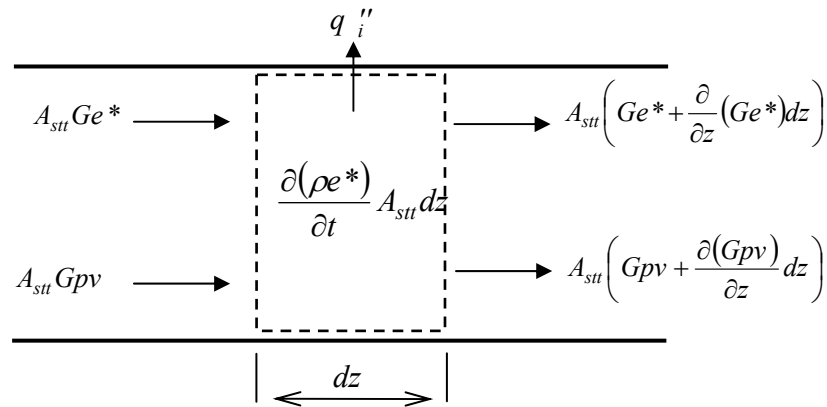


Figura 4.4 – Balanço de energia para um volume de controle elementar no interior do tubo do condensador.

Substituindo a entalpia total específica, ou entalpia de estagnação, $h_o = (h + u^2/2)$, na Eq. (4.8) obtém-se,

$$\frac{\partial(\rho h_o)}{\partial t} + \frac{\partial(G h_o)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} - \frac{H_i(T_r - T_c)P_i}{A_{stt}} \quad (4.9)$$

A Equação (4.9) é utilizada para o cálculo da entalpia de estagnação, h_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, já que envolve os termos de energia interna, energia cinética e trabalho de fluxo.

d) Equação da Conservação da Energia na Parede do Tubo:

O balanço de energia no volume de controle diferencial na parede do condensador mostrado na Fig. 4.5, resulta em,

$$\rho_c \frac{\partial e}{\partial t} A_{cc} dz = -A_{cc} \frac{\partial q_z''}{\partial z} dz - q_{rad}'' P_e dz + q_i'' P_i dz - q_e'' P_e dz \quad (4.10)$$

sendo ρ_c a massa específica do material da parede do condensador [kg/m^3], $A_{cc} = [\pi(d_e^2 - d_i^2)/4]$, a área da coroa circular do tubo, d_e e d_i são, respectivamente, os diâmetros externo e interno do tubo [m], P_e o perímetro externo do tubo [m] e q_e'' e q_{rad}'' são,

respectivamente, os fluxos de calor por convecção e por radiação entre a parede externa do tubo e o ar ambiente [W/m^2].

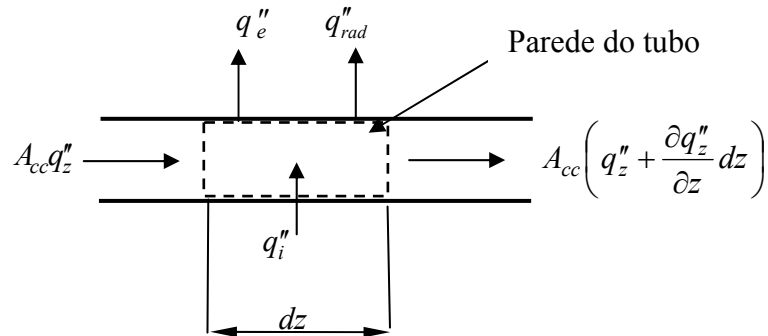


Figura 4.5 – Balanço de energia em um volume de controle elementar na parede do condensador.

Dividindo ambos os lados da Eq. (4.10) por $A_{cc}dz$ e substituindo $de = (c_c dT)$ e q''_z , dado pela Lei de Fourier [$q''_z = -k_c(dT_c/dz)$], obtém-se,

$$\rho_c c_c \frac{dT_c}{dt} = k_c \frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2} + \frac{P_i q''_i}{A_{cc}} - \frac{P_e q''_{rad}}{A_{cc}} - \frac{P_e q''_e}{A_{cc}} \quad (4.11)$$

na qual c_c e k_c são, respectivamente, o calor específico [J/kgK] e a condutividade térmica [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$] do material da parede do condensador.

O fluxo de calor por convecção entre o condensador e o ambiente externo é calculado pela Lei de Newton do resfriamento, dada por,

$$q''_e = H_e (T_c - T_a) \quad (4.12)$$

na qual H_e é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o condensador e o ambiente externo [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$], cuja temperatura é T_a [K]. A transferência líquida de calor por radiação entre o condensador e as superfícies externas à temperatura ambiente, assumindo a hipótese de radiação difusa e meio não participante, é dada por,

$$q''_{rad} = \varepsilon \sigma (T_c^4 - T_a^4) \quad (4.13)$$

na qual ε é a emissividade da superfície do tubo e $\sigma = 5,67 \times 10^{-8}$ [W/m²K⁴] é a constante de Stefan-Boltzmann. Por conveniência, a transferência líquida de calor por radiação é expressa em forma linear, como segue,

$$q_{rad}'' = H_{rad}(T_c - T_a) \quad (4.14)$$

na qual H_{rad} é o coeficiente de transferência de calor por radiação [W/m²K], dado por,

$$H_{rad} = \sigma\varepsilon(T_c + T_a)(T_c^2 + T_a^2) \quad (4.15)$$

Substituindo as Eqs. (4.6), (4.12) e (4.14) na Eq. (4.11), tem-se,

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T_c}{\partial t} = \frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2} + \frac{P_i}{k_c A_{cc}} H_i (T_r - T_c) - \frac{P_e}{k_c A_{cc}} (T_c - T_a) [H_{rad} + H_e] \quad (4.16)$$

Por meio da Eq. (4.16) calcula-se a distribuição da temperatura na parede do condensador ao longo do domínio em cada instante de tempo.

Dessa forma, o modelo proposto consiste das Eqs. (4.1), (4.4), (4.9) e (4.16), as quais devem ser resolvidas, respectivamente, para o cálculo das distribuições de fluxo de massa (G), pressão (p), entalpia de estagnação (h_0) e da temperatura da parede do tubo do condensador (T_c) em cada instante de tempo. Além disso, é necessária a utilização de relações constitutivas para o cálculo da parcela da queda de pressão devido ao atrito, dos coeficientes de transferência de calor por convecção no interior do tubo e entre o tubo e o ambiente e das propriedades termofísicas.

4.3 Condições Iniciais e de Contorno.

Para analisar o escoamento ao longo do condensador, é necessária a solução das equações governantes na região de vapor superaquecido, na região bifásica e na região de líquido comprimido. Na Figura 4.6, a linha entre os pontos 1 a 4 representa esquematicamente uma situação comum do escoamento ao longo do 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.

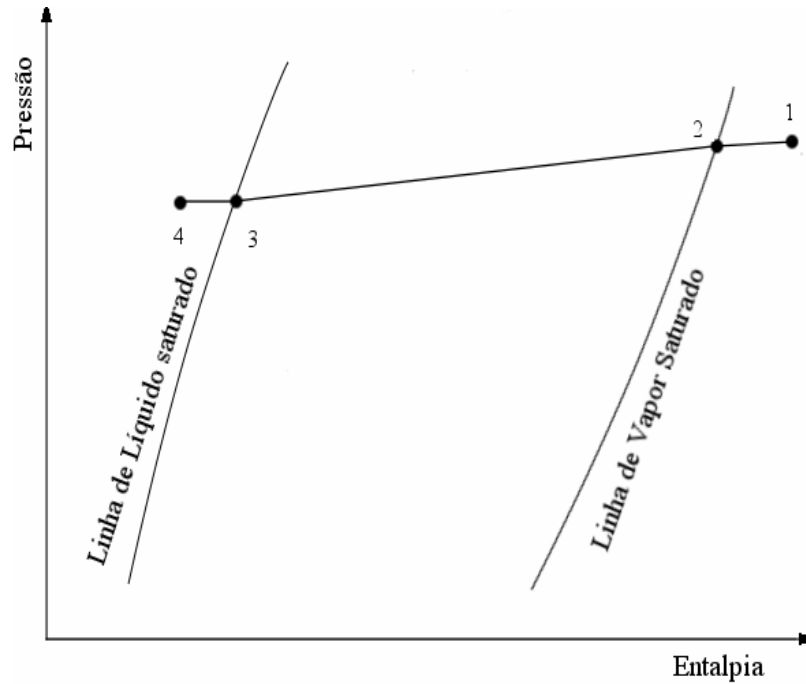


Figura 4.6 – Processo de condensação esquematizado em um diagrama p-h.

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. 4.6 e começa a perder calor para o ambiente, 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. 4.6. A partir desse ponto inicia-se o processo de mudança de fase até que o estado de líquido saturado seja alcançado, ponto 3 da Fig. 4.6. Em seguida o fluido refrigerante no estado de líquido sub-resfriado continua a perder calor para o ambiente até que atinja a saída do condensador, ponto 4 da Fig. 4.6.

Nas regiões de líquido comprimido e vapor superaquecido, os valores da temperatura e da massa específica do fluido refrigerante são calculados em função da pressão e entalpia do fluido que são obtidas utilizando-se, respectivamente, as Eqs. (4.4) e (4.9), na forma,

$$T_r = T_r(p, h) \quad (4.17)$$

$$\rho = \rho(p, h) \quad (4.18)$$

As relações dadas pelas Eqs. (4.17) e (4.18) e as demais propriedades termofísicas do refrigerante são calculadas por meio do programa REFPROP 6.01 (McLinden *et al*, 1998). O algoritmo para a solução das equações governantes foi escrito em linguagem de programação C. Uma vez que o código fonte do programa REFPROP 6.01 é escrito em linguagem FORTRAN, elaborou-se um aplicativo em linguagem de programação C++ para a conexão entre as linguagens C e FORTRAN. Todos os resultados obtidos no presente trabalho foram representados graficamente utilizando-se a ferramenta *PyLab*, que se constitui de um pacote para a construção de gráficos bidimensionais elaborado para a linguagem de programação Python.

As condições que definem o início das regiões 2-3 e 3-4, devem ser conhecidas. A Equação (4.16) é de segunda ordem no espaço e, portanto, além da condição inicial, necessita de duas condições de contorno. As equações governantes do escoamento ao longo do condensador, Eqs. (4.1), (4.4) e (4.9) são diferenciais parciais de primeira ordem e, portanto, para serem resolvidas necessitam de uma condição inicial e de apenas uma condição de contorno.

Para a solução em regime permanente as condições de contorno são: o fluxo de massa prescrito na entrada ou na saída do condensador e o estado termodinâmico do refrigerante, na entrada do condensador, ponto 1 mostrado na Fig. 4.6. Conhecidas a temperatura e a pressão do refrigerante no ponto 1, determinam-se as demais propriedades termodinâmicas nesse ponto. Para a Equação (4.16), adotam-se as hipóteses de que a parede do tubo esteja na mesma temperatura do refrigerante na entrada do condensador e que uma condição de derivada nula de temperatura da parede exista na saída do condensador.

Dessa forma, na entrada do condensador, as condições de contorno são dadas por,

$$z = z_1 = 0 \quad \left\{ \begin{array}{lll} G = G_1 & p = p_1 & T_r = T_c = T_1 \\ \rho = \rho(p_1, T_1) & & h = h(p_1, T_1) \end{array} \right. \quad (4.19)$$

O início da região bifásica, ponto 2 mostrado na Fig. (4.6), é identificado comparando-se a pressão calculada com a pressão de saturação relativa à temperatura do refrigerante. O final da região bifásica 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 $z = 0$ e as propriedades termodinâmicas nesse local são aquelas relativas ao estado de líquido saturado.

Para a análise da condição de operação do condensador em regime transiente, utilizam-se condições de contorno impostas em função do tempo, geradas a partir dos resultados para o regime permanente, obtidos por Klein (1998), e dos resultados de ensaios experimentais de *pull-down* realizados por Hermes (2000).

Esses ensaios consistem no acompanhamento da evolução transiente da pressão, temperatura e potência consumida pelo sistema de refrigeração desde o início de seu funcionamento, partida do compressor, até a condição de regime permanente. Segundo Hermes (2000), de modo geral as condições de contorno impostas, para simular o regime transiente de partida, podem ser representados pela equação dada por,

$$\phi = \phi_{\infty} + (\phi_o - \phi_{\infty})e^{-t/a} \quad (4.20)$$

na qual ϕ é uma variável genérica, ϕ_o é o calor inicial da variável, calculado em função da pressão de equalização do sistema e da temperatura ambiente, ϕ_{∞} é o valor de ϕ na condição de regime permanente e a é uma constante de tempo. Observa-se que a função dada pela Eq. (4.20) é crescente para $\phi_o < \phi_{\infty}$ e decrescente para $\phi_o > \phi_{\infty}$, apresentando um comportamento assintótico em relação a ϕ_{∞} . A simulação da condição de operação transiente do condensador será apresentada e discutida no Item 6.5.

4.4 Equações Constitutivas

As equações constitutivas para o cálculo das variáveis F_z , H_i e H_e , necessárias para se obter a solução do sistema de equações governantes, geralmente, são de base empírica ou são estabelecidas segundo modelos semi-empíricos. Essas equações são obtidas a 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 sub-itens.

4.4.1 Queda de Pressão Devido ao Atrito

- *Regiões Monofásicas:*

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

$$F_z = \left(\frac{dp}{dz} \right)_F = \frac{fG^2}{2\rho d_i} \quad (4.21)$$

na qual f é o fator de atrito de Darcy, que é calculado utilizando-se a correlação de Churchill (1977) dada por,

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (4.22)$$

na qual,

$$A = 2,457 \ln \left[\left(\frac{7}{\text{Re}_{D_i}} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon}{D_i} \right]^{-16} \quad B = \left(\frac{37530}{\text{Re}_{D_i}} \right)^{16} \quad (4.22a)$$

sendo $\text{Re} = (Gd_i/\mu)$ o número de Reynolds, μ a viscosidade dinâmica [Pa.s] do vapor ou do líquido e ε é a rugosidade interna da parede do tubo do condensador.

- *Região Bifásica:*

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

$$F_z = \left(\frac{dp}{dz} \right)_F = \frac{f_{TP} G^2}{2\rho d_i} \quad (4.23)$$

na qual f_{TP} é o fator de atrito no escoamento bifásico e ρ é a massa específica da mistura [kg/m³] calculada pela Eq. (4.2).

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

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_l^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fl} \quad (4.24)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_v^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fv} \quad (4.25)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_{lo}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Flo} \quad (4.26)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_{vo}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fvo} \quad (4.27)$$

nas quais os índices inferiores indicam:

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

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

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

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

Observa-se nas Eqs. (4.24) a (4.27) 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. (4.24) a (4.27) são, respectivamente, dados por,

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fl} = \frac{f_l G^2 (1-x)^2}{2d_i \rho_l} \quad (4.28)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fv} = \frac{f_v G^2 x^2}{2d_i \rho_v} \quad (4.29)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Flo} = \frac{f_{lo} G^2}{2d_i \rho_l} \quad (4.30)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fvo} = \frac{f_{vo} G^2}{2d_i \rho_v} \quad (4.31)$$

nas quais os fatores de atrito: f_l, f_v, f_{lo} e f_{vo} são calculados utilizando-se a Eq. (4.22), com as respectivas propriedades físicas e com os números de Reynolds, respectivamente, dados por,

$$Re_l = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l} \quad (4.32)$$

$$Re_v = \frac{Gxd_i}{\mu_v} \quad (4.33)$$

$$Re_{lo} = \frac{Gd_i}{\mu_l} \quad (4.34)$$

$$Re_{vo} = \frac{Gd_i}{\mu_v} \quad (4.35)$$

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

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

a) *Usando a viscosidade do líquido no cálculo de f_{TP} :*

Neste caso, o fator de atrito f_{TP} , é assumido igual àquele que ocorreria caso o escoamento fosse somente de líquido com o fluxo de massa igual ao fluxo de massa total, G. Esse fator de atrito, denotado por f_{lo} , é calculado pela Eq. (4.22), com o número de Reynolds definido pela Eq. (4.34).

b) Usando a viscosidade bifásica média no cálculo de f_{TP} :

Neste caso, o fator de atrito f_{TP} é também assumido igual à f_{l0} que é calculado pela Eq. (4.22), mas desta vez 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 (1981), dentre as possíveis correlações para o cálculo de $\bar{\mu}$, apresentadas por McAdams, Woods e Heroman (1942), Cicchitti et al. (1960), Dukler et al. (1964) e Beattie e Whalley (1981), a correlação de McAdams, Woods e Heroman (1942) é a definição mais comum de $\bar{\mu}$, e é dada por,

$$\frac{1}{\bar{\mu}} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{(1-x)}{\mu_l} \quad (4.36)$$

c) Correlação de Lockhart e Martinelli (1949):

Lockhart e Martinelli (1949) propuseram correlações para determinar os multiplicadores ϕ_l e ϕ_v , a partir das quais, usando-se as Eqs. (4.24) e (4.25) permitem o cálculo de $(dp/dz)_F$. Essas correlações são, respectivamente, dadas por,

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X_u} + \frac{1}{X_u^2}, \text{ para } Re_{di,l} > 4000 \quad (4.37)$$

$$\phi_v^2 = 1 + CX_u + X_u^2, \text{ para } Re_{di,l} < 4000 \quad (4.38)$$

nas quais X_u é o parâmetro de Martinelli para ambas as fases escoando em regime turbulento, dado por

$$X_u = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (4.39)$$

d) Correlação de Grønnerud (1979):

A correlação de Grönnerud (1979) citado por Ould Didi, Kattan 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. (4.24), com o multiplicador bifásico ϕ_l dado pela correlação de Grönnerud (1979),

$$\phi_l = 1 + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} \left[\frac{\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)}{\left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,25}} - 1 \right] \quad (4.40)$$

sendo $(dp/dz)_{Fr}$ calculado por meio da equação,

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} = f_{Fr} \left[x + 4(x^{1,8} - x^{10} f_{Fr}^{0,5}) \right] \quad (4.41)$$

na qual f_{Fr} é o fator de atrito calculado com base no valor do número de Froude de líquido, Fr_l : $f_{Fr}=1$ se $Fr_l \geq 1$ e se $Fr_l < 1$, então,

$$f_{Fr} = Fr_l^{0,3} + 0,005 \left(\ln \frac{1}{Fr_l} \right)^2 \quad (4.42)$$

na qual Fr_l é dado por,

$$Fr_l = \frac{G^2}{gd_i \rho_l^2} \quad (4.43)$$

4.4.2 Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção Entre o Fluido Refrigerante e a Parede do Tubo, H_i

- *Regiões monofásicas:*

Nas regiões monofásicas, utiliza-se a correlação de Gnielinski (1976) para o cálculo de H_i , que é dada por,

$$H_i = \left(\frac{k_r}{d_i} \right) \left(\frac{(f/8)(\text{Re} - 1000) \text{Pr}}{1 + 12,7(f/8)^{1/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \right) \quad (4.44)$$

na qual f é o fator de atrito calculado pela Eq. (4.22), $\text{Re} = Gd_i/\mu$ é o número de Reynolds, k_r é a condutividade térmica do refrigerante [W/mK], $\text{Pr} = (\mu c_p/k_r)$ é o número de Prandtl do escoamento e c_p é o calor específico a pressão constante [J/kgK]. As propriedades termofísicas do refrigerante necessárias na Eq. (4.44) 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.

- *Região Bifásica:*

Na região bifásica foram utilizados dois métodos distintos para o cálculo de H_i . Um deles consiste na aplicação direta da correlação proposta por Shao e Granryd (1995), dada por,

$$H_i = \frac{k_l}{d_i} \left\{ 0,084 \text{Pr}_l^{1/3} \left[\frac{h_{lv}}{c_{pl}(T_r - T_c)} \right]^{1/6} \text{Re}_v^{0,67} \right\} \quad \text{Re}_v > 24000 \quad (4.45a)$$

$$H_i = \frac{k_l}{d_i} \left\{ 15,9 \text{Pr}_l^{1/3} \left[\frac{h_{lv}}{c_{pl}(T_r - T_c)} \right]^{1/6} \text{Re}_v^{0,15} \right\} \quad \text{Re}_v < 24000 \quad (4.45b)$$

nas quais k_l é a condutividade térmica do líquido saturado [W/mK], h_{lv} é a entalpia de vaporização [J/kg], $\text{Pr}_l = \mu_l c_{pl} / k_l$ é o número de Prandtl da fase líquida e Re_v é o número de Reynolds para a fase de vapor saturado, dado por,

$$\text{Re}_v = \frac{Gd_i x}{\mu_l} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \quad 0 \leq x \leq 1 \quad (4.46)$$

O outro método aplicado neste trabalho foi desenvolvido por Thome, Hajal e Cavallini (2003), no qual o cálculo de H_i depende do padrão em que o escoamento se encontra. Para isso, usa-se o mapa de padrões de escoamento desenvolvido por Hajal, Thome e Cavallini

(2003), para condensação no interior de tubos horizontais. O procedimento para identificação do padrão local do escoamento durante o processo de condensação, usando o mapa de Hajal, Thome e Cavallini (2003) é apresentado no Apêndice.

Após a identificação do padrão local do escoamento, determina-se o valor de H_i utilizando-se o modelo proposto por Thome, Hajal e Cavallini (2003). Nesse modelo assume-se que a condensação ocorra de dois modos: condensação convectiva e condensação em película. A condensação convectiva refere-se ao escoamento axial enquanto que a condensação em película refere-se ao escoamento por gravidade do condensado da parte superior para a parte inferior da seção transversal do tubo.

A expressão geral para o coeficiente local de transferência de calor na condensação, H_i é dada por

$$H_i = \frac{H_p \theta + (2\pi - \theta)H_{cv}}{2\pi} \quad (4.47)$$

na qual θ é o ângulo da película de condensado descendente ao longo a parte superior da seção transversal do tubo, dado por,

$$\theta = \theta_{st} \left[\frac{(G_{ond} - G)}{(G_{ond} - G_{st})} \right]^{0,5} \quad (4.48)$$

na qual θ_{st} é o ângulo de estratificação, Eq. (5) do Apêndice, G_{ond} e G_{st} são fluxos de massa de transição, respectivamente, para o escoamento ondulado e para o escoamento estratificado. G_{ond} e G_{st} são calculados, respectivamente, pelas Eqs. (8) e (10) apresentadas no Apêndice.

O coeficiente de transferência de calor para condensação convectiva, H_{cv} , é dado por

$$H_{cv} = 0,003 \left(\frac{4G(1-x)\delta}{(1-\alpha)\mu_l} \right)^{0,74} \text{Pr}_l^{0,5} \frac{k_l}{\delta} f_i \quad (4.49)$$

na qual δ é a espessura do filme de líquido, dada por,

$$\delta = \frac{d_i - \sqrt{d_i^2 - \frac{8A_i(1-\alpha)}{(2\pi-\theta)}}}{2} \quad (4.50)$$

Na Equação (4.49), f_i é o fator de correção para rugosidade interfacial, dado por

$$f_i = 1 + \left(\frac{u_v}{u_l} \right)^{1/2} \left(\frac{(\rho_l - \rho_v)g\delta^2}{\sigma} \right) \quad (4.51)$$

Para escoamentos plenamente estratificados a expressão para f_i é dada por,

$$f_i = 1 + \left(\frac{u_v}{u_l} \right)^{1/2} \left(\frac{(\rho_l - \rho_v)g\delta^2}{\sigma} \right) \left(\frac{G}{G_{st}} \right) \quad (4.52)$$

O coeficiente de transferência de calor para condensação em película, H_p , é dado por,

$$H_p = 0,728 \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)gh_l k_l^3}{\mu_l d_i (T_r - T_c)} \right]^{1/4} \quad (4.53)$$

Com isso, a implementação do modelo de Thome, Hajal e Cavallini (2003) é efetuada da seguinte forma:

- 1) Se o escoamento for anular, intermitente ou misto, $\theta = 0$, portanto H_i é igual a H_{cv} e é determinado utilizando-se a Eq. (4.49), na qual f_i é determinado utilizando-se a Eq. (4.51).
- 2) Se o escoamento for estratificado-ondulado, θ_{st} e θ são calculados utilizando-se, respectivamente, as Eqs. (5) do Apêndice e (4.48). As variáveis H_{cv} e H_p são determinadas utilizando-se as Eqs. (4.49) e (4.53), e H_i é calculado utilizando-se a Eq. (4.47). O valor de f_i é determinado utilizando-se a Eq. (4.51).
- 3) Se o escoamento for plenamente estratificado, $\theta_{st} = \theta$ e é calculado utilizando-se a Eq. (5) do Apêndice. As variáveis H_{cv} e H_p são determinadas utilizando-se, respectivamente, as Eqs. (4.49) e (4.53), e H_i é calculado utilizando-se a Eq. (4.47). O valor de f_i é determinado utilizando-se a Eq. (4.52).

4.4.3 Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção Entre a Parede do Tubo e o Ar Ambiente, H_e

O coeficiente externo de transferência de calor por convecção na região de entrada é calculado pela correlação de Lefevre e Ede (1956), dada por,

$$H_e = \frac{k_a}{L_{dis}} \left\{ \frac{4}{3} \left[\frac{7Ra_{L_{in}} Pr}{5(20 + 21Pr)} \right]^{1/4} + \frac{4(272 + 315 Pr)L_{dis}}{35(64 + 63 Pr)d_e} \right\} \quad (4.54)$$

na qual k_a é a condutividade térmica do ar [W/mK] e $Ra_{L_{dis}}$ é o número de Rayleigh referente ao comprimento da região de entrada, L_{dis} [m], dado por,

$$Ra_{L_{dis}} = \left(\frac{\beta_a \rho_a^2 c_{p,a}}{\mu_a k_a} \right) g (T_c - T_a) L_{dis}^3 \quad (4.55)$$

sendo g a aceleração da gravidade ($9,81 \text{ m/s}^2$), β_a o coeficiente de expansão volumétrica do ar [1/K], ρ_a a massa específica do ar [kg/m³], μ_a a viscosidade absoluta do ar [Ns/kgK] e $c_{p,a}$ é o calor específico a pressão constante do ar [J/kgK] e k_a a condutividade térmica do ar [W/mK].

Dentre as correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção natural entre o ar e a superfície externa de condensadores do tipo arame-sobre-tubo destacam-se as correlações de Cyphers et al. (1958), Papanek (1958) e Tanda e Tagliafico (1997). Dentre esses trabalhos, a correlação de Tanda e Tagliafico (1997) é escolhida, pois além de mais atual trata o tubo e as aletas de forma acoplada, ao contrário do trabalho proposto por Cypers, Cess e Somers (1958), que trata o par tubo-aletas separadamente.

A correlação de Tanda e Tagliafico (1997) foi desenvolvida utilizando dados experimentais de 42 condensadores arame-sobre-tubo de baixa emissividade com parâmetros geométricos variados e é dada por,

$$Nu = 0,66 \left(\frac{Ra_{We}}{d_e} \right)^{0,25} \left\{ 1 - \left[1 - 0,45 \left(\frac{d_e}{We} \right)^{0,25} \right] \exp \left(\frac{-S_{pin}}{\phi} \right) \right\} \quad (4.56)$$

na qual o número de Rayleigh referente à altura do condensador, Ra_{We} , é dado por,

$$Ra_{We} = \left(\frac{\beta \rho_a^2 c_{p,a}}{\mu k} \right) g (T_c - T_a) We^3 \quad (4.57)$$

e o parâmetro φ é calculado por,

$$\varphi = (28,2 / We)^{0,4} s_{pin}^{0,9} s_c^{-1,0} + (28,2 / We)^{0,8} [264 / (T_c - T_a)]^{0,5} s_{pin}^{-1,5} s_c^{-0,5} \quad (4.58)$$

sendo s_t e s_a , respectivamente, dados por,

$$s_c = (l_c - d_e) / d_e; \quad s_{pin} = (l_{pin} - d_{pin}) / d_{pin} \quad (4.59)$$

na qual l_{pin} é a distância entre as aletas [m], l_c é a distância entre os tubos [m], d_{pin} é o diâmetro das aletas [m], d_e é o diâmetro externo do tubo [m] e We é a altura do condensador [m]. Substituindo a expressão para o número de Nusselt, $Nu = H_e We / k_c$, na Eq. (4.56) obtém-se um valor médio para o coeficiente de transferência de calor por convecção natural entre a parede do tubo do condensador, na região aletada, e o ambiente externo.

Capítulo 5

Metodologia de Solução

Neste capítulo, apresenta-se a metodologia usada na solução do sistema de equações governantes do problema. As equações são discretizadas usando-se o método dos volumes finitos e o sistema de equações algébricas resultante é solucionado iterativamente por substituições sucessivas, ponto a ponto ao longo do condensador.

5.1 Introdução

A solução do sistema de equações diferenciais, tanto nas regiões monofásicas de vapor superaquecido e de líquido sub-resfriado, quanto na região bifásica é obtida usando-se o método de volumes finitos (PATANKAR, 1980). Nesse método o domínio é dividido em volumes de controle de comprimento Δz , conforme mostrado na Fig. 5.1, e as equações governantes são integradas no tempo e no espaço em cada volume de controle. Observa-se que as faces dos volumes de controle são denotadas pelos índices minúsculos w e e , e os volumes por índices maiúsculos W , P e E , de acordo com a notação tradicionalmente empregada. A malha adotada para a solução em regime permanente possui 300 volumes e em regime transiente possui 200 volumes.

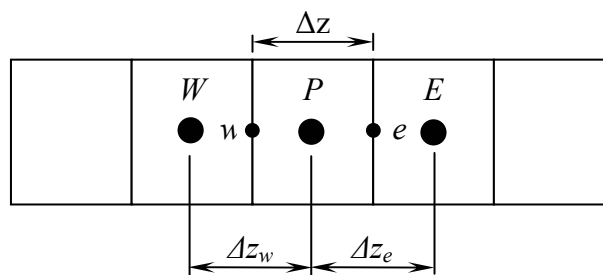


Figura 5.1 – Domínio discretizado segundo o método dos volumes finitos.

Os termos transientes são discretizados usando a aproximação: $\partial\phi/\partial t = [(\phi - \phi^o)]/\Delta t$, na qual ϕ é uma variável dependente específica, Δt é o intervalo de tempo [s] e índice superior “o” representa o instante de tempo imediatamente anterior.

5.2 Discretização das Equações Governantes

Integrando a Eq. (4.1) no tempo e no espaço tem-se,

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial \rho}{\partial t} dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial G}{\partial z} dz dt = 0 \quad (5.1)$$

Considerando o integrando do termo transiente como uma média representativa no volume de controle, tem-se que,

$$(\rho_P - \rho_P^o) \Delta z + \int_t^{t+\Delta t} (G_e - G_w) dt = 0 \quad (5.2)$$

É importante agora notar que é necessário decidir sobre o comportamento do fluxo de massa nas faces do volume de controle durante o intervalo de tempo Δt , para que a integração desse termo possa ser realizada.

Dependendo da função escolhida para expressar o comportamento da variável no intervalo de tempo, tem-se a formulação implícita, explícita e totalmente implícita. Sendo assim, é necessário especificar uma função de interpolação no tempo que avalie as propriedades em uma posição entre os limites do intervalo de tempo. Tal função é denotada pelo índice superior θ . Dividindo ambos os lados da Eq. (5.2) por $\Delta z \Delta t$, obtém-se,

$$\frac{(\rho_P - \rho_P^o)}{\Delta t} + \frac{(G_e^\theta - G_w^\theta)}{\Delta z} = 0 \quad (5.3)$$

Integrando a equação da quantidade de movimento, Eq. (4.4), no tempo e no espaço,

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial G}{\partial t} dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial(Gu)}{\partial z} dz dt = - \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial p}{\partial z} dz dt - \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e F_z dz dt \quad (5.4)$$

obtém-se,

$$\frac{(G_p - G_p^o)}{\Delta t} + \frac{[(Gu)_e^\theta - (Gu)_w^\theta]}{\Delta z} = \frac{(p_w^\theta - p_e^\theta)}{\Delta z} - (F_z)_p^\theta \quad (5.5)$$

Do mesmo modo, integrando a equação da conservação da energia do refrigerante, Eq. (4.9), no tempo e no espaço,

$$\begin{aligned} \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial(\rho h_o)}{\partial t} dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial(Gh_o)}{\partial z} dz dt = \\ \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial p}{\partial t} dz dt - \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e H_i (T_r - T_c) \frac{P_i}{A_{stt}} dz dt \end{aligned} \quad (5.6)$$

obtém-se,

$$\frac{(\rho h_o)_p - (\rho h_o)_p^o}{\Delta t} + \frac{(Gh_o)_e^\theta - (Gh_o)_w^\theta}{\Delta z} = \frac{(p_p - p_p^o)}{\Delta t} + \frac{P_i}{A_{stt}} [H_i (T_r - T_c)]_p^\theta \quad (5.7)$$

Integrando também a equação da energia para a parede do tubo do condensador, Eq. (4.16) no tempo e no espaço, tem-se que,

$$\begin{aligned} \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T_c}{\partial t} dz dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2} dz dt + \\ + \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{P_i}{k_c A_{cc}} H_i (T_r - T_c) dz dt - \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{P_e}{k_c A_{cc}} (T_c - T_a) [H_{rad} + H_e] dz dt \end{aligned} \quad (5.8)$$

o que resulta em,

$$\begin{aligned} \frac{(T_{c,p} - T_{c,p}^o) \Delta z}{\alpha \Delta t} = \\ \left(\frac{\partial T_c}{\partial z} \right)_e^\theta - \left(\frac{\partial T_c}{\partial z} \right)_w^\theta + \frac{P_i}{k_c A_{cc}} [H_i (T_{r,p} - T_{c,p})]_p^\theta \Delta z - \frac{P_e}{k_c A_{cc}} [(H_{rad} + H_e) (T_c - T_a)]_p^\theta \Delta z \end{aligned} \quad (5.9)$$

A partir das equações integradas ao longo de cada volume de controle, deve-se agora escolher as funções de interpolação espaciais e temporais.

Como as Eqs. (5.2), (5.4) e (5.6) são unidimensionais e não possuem termos difusivos, pois a condução axial de calor foi desprezada, utiliza-se o esquema *upwind* para a função de interpolação espacial. Dessa forma, segundo Maliska (2004), o valor da propriedade na face do volume é igual ao valor da propriedade no volume a montante, ou seja,

$$\phi_w = \phi_w \quad \phi_e = \phi_p \quad u > 0 \quad (5.10)$$

Para a função de interpolação no tempo, é possível representar as três formulações: explícita, implícita e totalmente implícita, adotando por hipótese que a variável ϕ varie linearmente durante o intervalo de tempo Δt , como,

$$\phi^\theta = \theta\phi + (1-\theta)\phi^0 \quad (5.11)$$

Atribuindo $\theta = 0$, $0 < \theta < 1$ e $\theta = 1$ e na Eq. (5.11), obtém-se respectivamente, as formulações explícita, implícita e totalmente implícita. Neste trabalho usa-se a formulação totalmente implícita, pois sendo incondicionalmente estável, permite incrementos de tempo menores nos transientes inicial e final, em que os gradientes são mais intensos, e incrementos de tempo maiores quando as taxas de variação são menores. Dessa forma, escolhe-se $\theta = 1$ como função de interpolação no tempo e utiliza-se o esquema *upwind* como esquema de interpolação espacial para as Eqs. (5.3), (5.5), (5.7) e (5.9). Com isso, a Eq. (5.3) torna-se,

$$a_p G_p = a_w G_w - b \quad (5.12a)$$

sendo,

$$a_p = a_w = \frac{1}{\Delta z} \quad b = \frac{(\rho_p - \rho_p^o)}{\Delta t} \quad (5.12b)$$

Do mesmo modo, a equação da quantidade de movimento, Eq. (5.5) torna-se,

$$a_p p_p = a_w p_w - b \quad (5.13a)$$

na qual,

$$a_p = a_w = \frac{1}{\Delta z} \quad (5.13b)$$

$$b = (F_z)_P + \frac{(G_P - G_P^o)}{\Delta t} + \frac{(Gu)_P}{\Delta z} - \frac{(Gu)_W}{\Delta z} \quad (5.13c)$$

Para a equação da conservação da energia do refrigerante, Eq. (5.7), obtém-se,

$$a_P h_{o,P} = b + a_W h_{o,W} \quad (5.14a)$$

na qual,

$$a_P = \frac{\rho_P}{\Delta t} + \frac{G_P}{\Delta z} \quad a_W = \frac{G_W}{\Delta z} \quad (5.14b)$$

$$b = \frac{(p_P - p_P^o)}{\Delta t} + \frac{H_i P_i}{A_i} (T_r - T_c)_P + \frac{(\rho h_0)_P^o}{\Delta t} \quad (5.14c)$$

Para a equação da difusão do calor na parede do tubo do condensador, Eq. (5.9), utiliza-se o esquema de diferenças centrais para discretização das derivadas nas faces do volume de controle. Dessa forma, segundo Maliska (2004), tem-se que,

$$\left(\frac{\partial T_c}{\partial z} \right)_e = \frac{T_{c,E} - T_{c,P}}{\Delta z} \quad \left(\frac{\partial T_c}{\partial z} \right)_w = \frac{T_{c,P} - T_{c,W}}{\Delta z} \quad (5.15)$$

Inserindo a Eq. (5.15) e $\theta = 1$ na Eq. (5.9), tem-se,

$$a_P T_{c,P} - a_E T_{c,E} - a_W T_{c,W} = b \quad (5.16a)$$

sendo,

$$a_P = a_E + a_W + \frac{1}{\alpha} \frac{\Delta z}{\Delta t} + \frac{P_i H_i}{k_c A_{cc}} \Delta z + \frac{P_e}{k_c A_{cc}} (H_{rad} + H_e)_P \Delta z \quad (5.16b)$$

$$a_E = a_W = \frac{1}{\Delta z} \quad (5.16c)$$

$$b = \frac{P_i H_i}{k_c A_{cc}} T_{r,P} \Delta z + \frac{P_e}{k_c A_{cc}} T_a (H_{rad} + H_e)_P \Delta z + \frac{T_{c,P}^o}{\alpha} \frac{\Delta z}{\Delta t} \quad (5.16d)$$

5.3 Procedimento de Solução

O modelo proposto é utilizado para determinar os perfis de fluxo de massa, pressão, entalpia de estagnação e temperatura da parede do tubo ao longo do condensador. A falta de

uma condição de entrada para a pressão, em função do tempo, torna necessária a utilização de um processo iterativo para a solução do problema em regime transiente. O procedimento de solução adotado é semelhante ao empregado por Hermes (2000), no qual a pressão na entrada do condensador é corrigida iterativamente.

Em cada instante de tempo, com um valor estimado da pressão na entrada do condensador, as equações discretizadas são resolvidas por substituições sucessivas, a partir da entrada até a saída do condensador. As variáveis dependentes G , p , h_o e T_c são calculadas para cada ponto nodal da malha computacional até que a diferença relativa entre duas iterações sucessivas para cada uma das variáveis seja inferior a 10^{-6} em todo o domínio de cálculo.

Após a solução das equações de conservação, com o valor de p estimado na entrada, o fluxo de massa calculado na saída do condensador, G_s , é comparado com o respectivo valor na saída estabelecido como condição de contorno, G_s^* , obtido por meio da Eq. (4.21b). A pressão é então corrigida iterativamente, por meio do método das secantes, até que $|G_s - G_s^*| < 10^{-4}$.

O algoritmo de solução das equações governantes do escoamento em regime transiente ao longo do condensador, de acordo com o procedimento anterior, é dado por:

1. Arbitrar a todas as variáveis o seu valor do instante de tempo imediatamente anterior;
2. Arbitrar a pressão na entrada do condensador;
3. Calcular, em marcha, o fluxo de massa utilizando a Eq. (5.12);
4. Calcular, em marcha, a pressão utilizando a Eq. (5.13);
5. Calcular, em marcha, a entalpia de estagnação utilizando a Eq. (5.14);
6. Calcular a entalpia por meio de $h = h_o - u^2/2$;
7. Calcular, via Gauss – Seidel, a temperatura do tubo utilizando a Eq. (5.16);
8. Atualizar as propriedades termodinâmicas e termofísicas assim como os parâmetros empíricos;
9. Voltar ao passo 3 até que o critério de convergência: $|\phi_i^k - \phi_i^{k-1}| \leq 10^{-6}$, seja feito para cada variável dependente ϕ ($\phi = G, p, h_o, T_c$), em cada ponto nodal i da malha, entre duas iterações k e $k-1$;
10. Corrigir a pressão via método das secantes e voltar ao passo 2 até que o critério de convergência $|G_s - G_s^*| < 10^{-4}$ seja satisfeita;
11. Voltar ao passo 1 até o final da simulação transiente.

O fluxograma do algoritmo numérico usado na solução das equações governantes do escoamento em regime transiente ao longo do condensador é apresentado na Fig.5.2

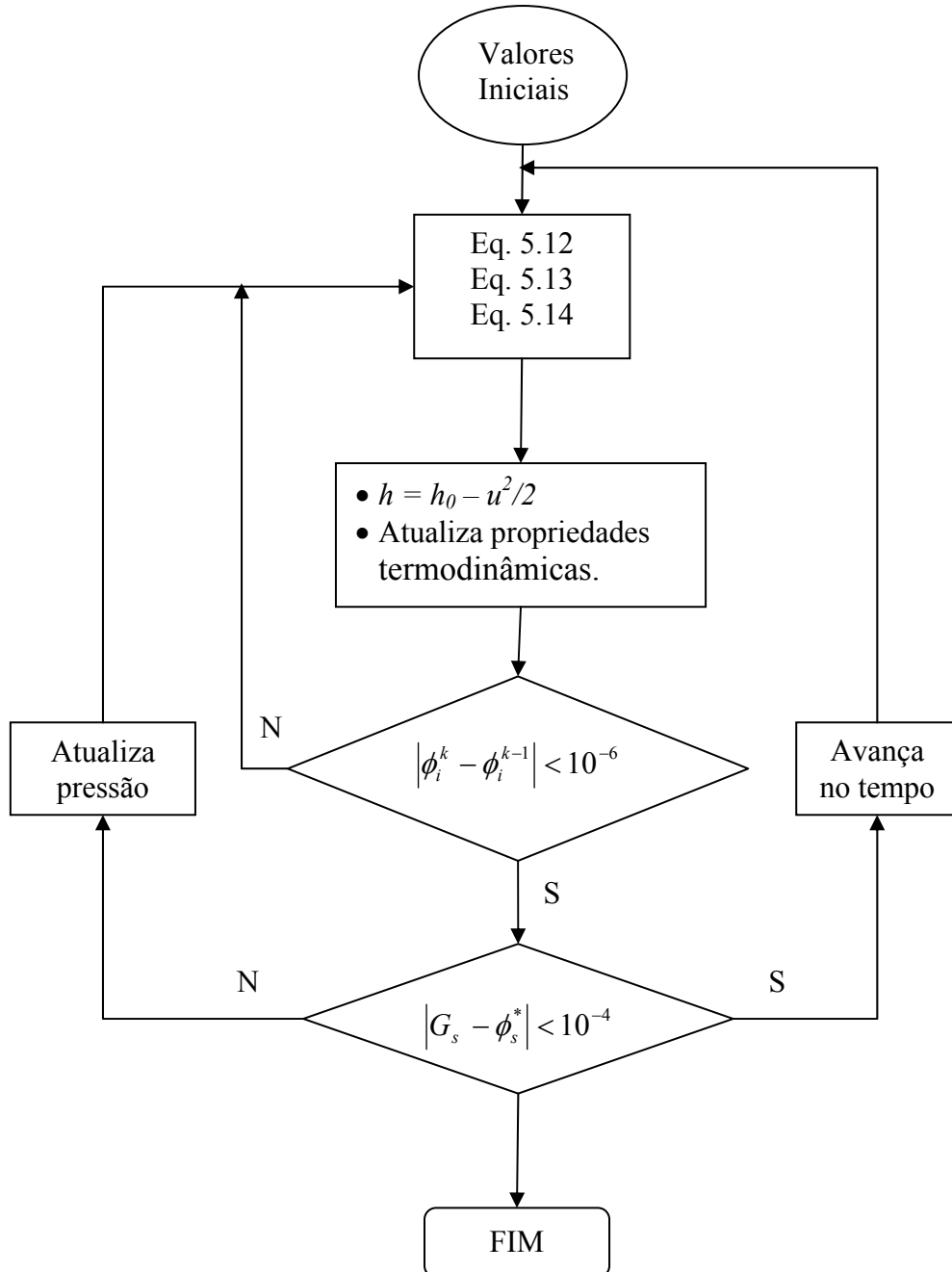


Figura 5.2 – Fluxograma do algoritmo numérico usado na solução das equações governantes ao longo do condensador.

Capítulo 6

Resultados e Discussão

Neste capítulo, são apresentados e discutidos os resultados obtidos usando-se o modelo proposto. Tais resultados são comparados com dados disponíveis na literatura. Inicialmente os trabalhos encontrados na literatura para a validação do modelo desenvolvido são brevemente abordados. Em seguida, vários testes são realizados com o objetivo de analisar a influência das diferentes equações constitutivas, apresentadas no Item 4.4.

As comparações com dados experimentais e computacionais da literatura são apresentados em termos de distribuições de temperatura da parede externa do tubo e do local ao longo do condensador em que se inicia a mudança de fase, obtidos para diferentes condensadores operando com o refrigerante HFC-134a ou R134a, em diferentes condições de operação.

Apresentam-se, também, os resultados computacionais referentes à análise da influência do fluxo de massa de refrigerante e da temperatura ambiente sobre o desempenho do condensador, procurando-se destacar as potencialidades do modelo.

6.1 Introdução

Para validar o modelo desenvolvido, os resultados obtidos são comparados com resultados experimentais e numéricos disponíveis na literatura. A falta de informações completas sobre a geometria dos condensadores analisados e/ou sobre as condições de operação, reduz grandemente o número de trabalhos disponíveis que podem ser usados em exercícios de validação de modelos teóricos.

Os trabalhos encontrados na literatura, que apresentam dados experimentais sobre condensadores arame-sobre-tubo usando o refrigerante R134a como fluido de trabalho, são os de Hermes (2000), Chin (2001) e de Ameen et al. (2005). No trabalho de Chin (2001) são apresentados dados experimentais da taxa total de transferência de calor do condensador, para a faixa de 110 a 190 W, e de queda de pressão na faixa de 15 a 35 kPa.

Entretanto, Chin (2001) não apresenta alguns parâmetros construtivos do condensador testado, tais como: largura, comprimento das aletas e a rugosidade da parede interna do tubo. Além disso, Chin (2001) também não apresenta a temperatura e a pressão do refrigerante na entrada do condensador para os vários testes realizados, o que impossibilitou a comparação de seus dados experimentais com os resultados obtidos pelo presente modelo.

Hermes (2000) usou uma câmara de testes, capaz de operar na faixa de temperaturas entre -10 a 60 °C, para caracterizar o comportamento transiente de um refrigerador doméstico SLIM 230 l, tanto no regime de partida como no regime periódico ou cíclico. Os parâmetros geométricos, conforme mostrados na Fig. 4.1, e as propriedades termofísicas do condensador testado por Hermes (2000) são apresentados, respectivamente, nas Tabs. 6.1 e 6.2.

Tabela 6.1 – Parâmetros geométricos do condensador testado por Hermes (2000).

Parâmetros Geométricos do Condensador	Valores
Comprimento da linha de descarga (L_{dis}) [m]	1,5
Altura do condensador (We) [cm]	84
Largura do condensador (Wi) [cm]	47
Diâmetro interno do tubo (d_i) [mm]	3,34
Diâmetro externo do tubo (d_e) [mm]	4,76
Passo entre as aletas (p_{pin}) [mm]	4,52
Passo entre os tubos (p_c) [mm]	56
Comprimento da região aletada [m]	7,5
Número de passes da serpentina	15
Número de aletas	104
Diâmetro das aletas (d_{pin}) [mm]	1,5
Comprimento das aletas (mm)	85,5

Tabela 6.2 – Propriedades termofísicas do condensador testado por Hermes (2000).

Propriedades termofísicas	Valor
Massa específica (ρ_c) [kg/m ³]	7850,0
Calor específico (c_c) [J/kgK]	477,0
Condutividade térmica (k_c) [W/mK]	50,0
Emissividade (ε)	0,92

O ensaio no regime transiente de partida é conhecido como ensaio de *pull-down*, ou também como teste de abaixamento de temperatura. Esse ensaio consiste no acompanhamento da evolução transiente das pressões, temperaturas e potência consumida pelo sistema de refrigeração, desde o início de seu funcionamento até a condição de regime permanente. Os ensaios de *pull-down* foram realizados para temperaturas ambiente da câmara de teste de 32 °C e de 43 °C, que segundo a norma NTB00048 (1992) são as temperaturas ambientes para sistemas projetados, respectivamente, para climas temperado (Classe N) e tropical (Classe T).

O ensaio no regime periódico é um ensaio de consumo de energia do sistema de refrigeração estabelecido por diferentes procedimentos normalizados. Hermes (2000) usou o procedimento estabelecido pela norma ISO7371-E, no qual a potência consumida pelo compressor é monitorada durante um período de 24 H.

Ameen et al. (2005) testaram dois condensadores arame-sobre-tubo cujos parâmetros geométricos são apresentados na Tab. 6.3. O material dos tubos desses condensadores é aço inoxidável revestido com cobre. A bancada experimental de Ameen et al. (2005) é um refrigerador doméstico modificado instalado no interior de uma câmara climatizada, na qual os parâmetros ambientais são controlados. As condições de operação usadas por Ameen et al. (2005) são: vazões em massa na faixa de 5×10^{-4} a 7×10^{-4} kg/s e temperaturas ambiente na faixa de 10 a 40 °C. Na entrada do condensador, o refrigerante no estado de vapor superaquecido, é mantido na pressão de 1,3 MPa (13 bar) e temperatura de 60 °C.

Tabela 6.3– Parâmetros geométricos dos condensadores testados por Ameen et al. (2005).

Parâmetros geométricos	Condensador 1	Condensador 2
Diâmetro externo do tubo (d_e) [mm]	4,9	4,9
Diâmetro interno do tubo (d_i) [mm]	3,28	3,28
Passo entre os tubos (p_e) [mm]	55,4	40,9
Diâmetro das aletas (d_{pin}) [mm]	1,5	1,5
Passo entre as aletas (p_{pin}) [mm]	6,5	7,5
Número de aletas	100	114
Número de passes da serpentina	13	22
Largura do condensador (W_i) [cm]	48,7	5,31
Área dos tubos [m ²]	0,097	0,18
Área das aletas [m ²]	0,339	0,483

6.2 Definição do Modelo

Na etapa de validação do modelo, o código computacional é testado inicialmente para a condição de regime permanente usando três casos particulares cujas condições de operação são as mesmas consideradas por Hermes (2000) e estão apresentadas na Tabela. 6.4. Para esses casos o procedimento de solução é aquele apresentado no Item 5.2, usando um incremento de tempo de 10^4 s.

Tabela 6.4 - Condições de operação utilizadas na análise em regime permanente.

Condições de operação	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Temperatura ambiente [°C]	32,0	43,0	54,0
Fluxo de Massa [kg/m ² s]	46,3	56,4	70,1
Pressão na entrada [kPa]	1180	1553	2005
Temperatura na entrada [°C]	74,9	89,7	102,6

Nessa etapa, os parâmetros geométricos e as propriedades termofísicas do condensador analisado são, respectivamente, apresentadas nas Tabs. 6.1 e 6.2. O modelo de solução proposto, apresentado no Capítulo 4, consiste então das Eqs. (4.1), (4.6), (4.9) e (4.11) que devem, respectivamente, ser solucionadas para o cálculo das variáveis: G , p , h_0 e T_c .

Como os resultados obtidos são dependentes das equações constitutivas apresentadas no Capítulo 4, uma análise de sensibilidade do modelo é feita inicialmente para verificar a influência de cada correlação nos resultados finais da simulação do condensador. Concluída essa análise (vide Item 6.3), as equações constitutivas adotadas no modelo são:

- Fator de atrito nas regiões monofásicas: correlação de Churchill (1977), (Eq.4.21);
- Queda de pressão devido ao atrito na região bifásica: f_{TP} é calculado usando-se a viscosidade do líquido ($\bar{\mu} = \mu_l$);
- Coefficiente de transferência de calor H_i monofásico: correlação de Gnielinski (1976), (Eq. 4.44);
- Coefficiente de transferência de calor H_i bifásico: correlação de Shao e Granryd (1995) (Eq. 4.45);

- e) Coeficiente de transferência de calor H_e na região de entrada: Correlação de Lefvere e Ede (1956), (Eq. 4.54).
- f) Coeficiente de transferência de calor na região aletada: Correlação de Tanda e Tagliafico (1997), (Eq. 4.56) para o cálculo do número de Nusselt.

6.3 Efeito das Correlações Constitutivas – Regime Permanente.

Neste item apresentam-se os resultados dos testes realizados para se verificar a influência das equações constitutivas sobre os resultados do modelo proposto. Para esses testes, usam-se as condições de operação do Caso 2 apresentadas na Tab. 6.4.

6.3.1 Influência do Modelo de Cálculo da Força de Atrito, F_z

O termo referente ao atrito entre o refrigerante e a parede do tubo, F_z , presente na equação da quantidade de movimento, Eq. (4.4), merece atenção uma vez que pode causar queda de pressão de aproximadamente 200 kPa (0,2 bar) nos instantes iniciais após a partida do compressor (Xu, 1996). No regime permanente, entretanto, Klein (1998) obteve valores de queda de pressão bem menores, da ordem de 2 kPa (0,02 bar), uma vez que o fluxo de massa de refrigerante é menor.

Dentre as correlações disponíveis na literatura para calcular F_z , utiliza-se a correlação de Churchill (1977) para o cálculo do fator de atrito de Darcy nas regiões monofásicas. Na região bifásica, analisam-se os quatro procedimentos apresentados no Item 4.4.1 : (a) usando a viscosidade do líquido ($\bar{\mu} = \mu_l$) no cálculo de f_{TP} ; (b) usando a correlação de McAdams, Woods e Heroman (1942) para viscosidade bifásica média $\bar{\mu}$ no cálculo de f_{TP} ; (c) usando a correlação de Lockhart e Martinelli (1949); (d) usando a correlação de Grönnerud (1979).

Nas Figuras 6.1 e 6.2 apresentam-se, para o Caso 2 da Tab. 6.4, respectivamente, as distribuições de pressão e de temperatura do refrigerante calculadas pelas correlações analisadas, em função da distância normalizada ao longo do condensador, z/L (razão entre a posição ao longo do condensador e o seu comprimento total). Nas Figuras 6.1 e 6.2, observa-se na região monofásica, $(z/L) \leq 0,25$, respectivamente, apenas uma curva de distribuição de pressão e uma de distribuição de temperatura, pois a força F_z é calculada pela Eq. (4.21) com

o fator de atrito determinado pela correlação de Churchill (1977), Eq. (4.22).

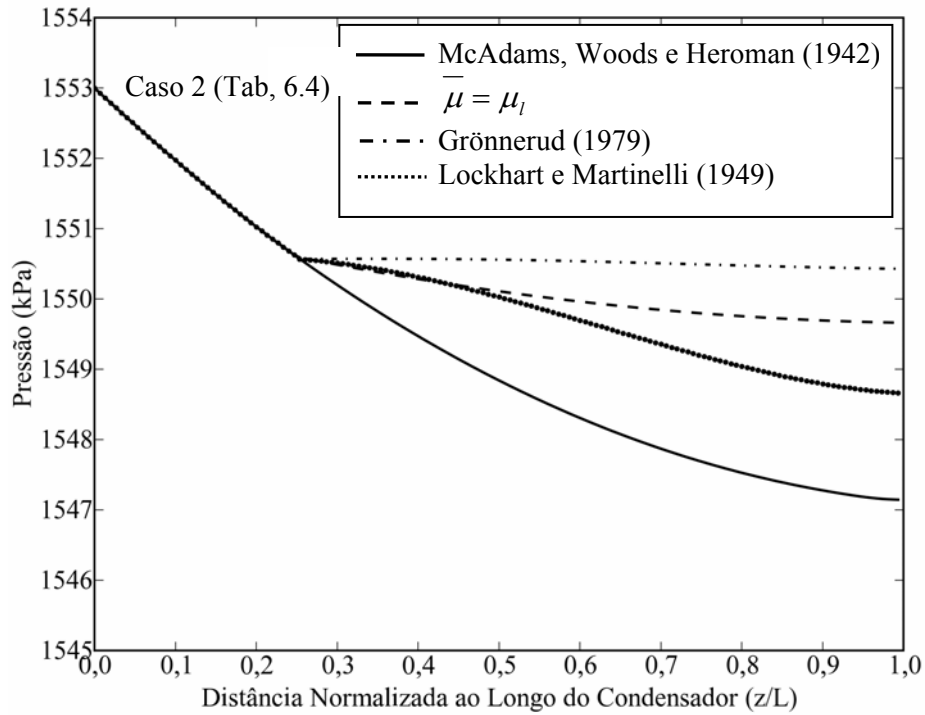


Figura 6.1 – Influência do modelo de cálculo de F_z sobre a distribuição de pressão do refrigerante.

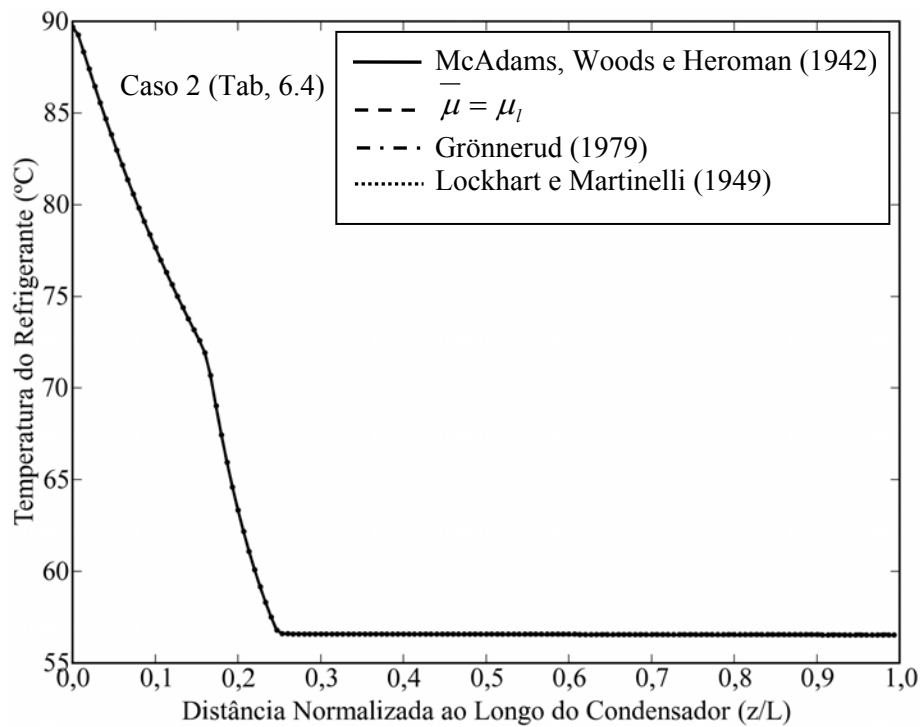


Figura 6.2 – Influência do modelo de cálculo de F_z sobre a distribuição de temperatura do refrigerante.

É interessante observar na Fig. 6.1 que a redução de pressão na região de vapor superaquecido é praticamente linear e que todas as curvas, exceto aquela obtida por meio da correlação de McAdams, Woods e Heroman (1942), apresentam descontinuidade no início da saturação. Observa-se também que a variação total da pressão ao longo do condensador é bastante reduzida e encontra-se na faixa entre 2,5 a 6 kPa (0,025 a 0,06 bar), de acordo com as correlações analisadas.

Nota-se na Figura 6.2 que a diferença entre os perfis de temperatura é desprezível. Dessa forma, a influência do modelo de cálculo do termo relativo ao atrito entre o refrigerante e a parede do tubo é desprezível, sendo desnecessário o uso de modelos mais sofisticados para sua avaliação. Portanto, no presente trabalho, usa-se o procedimento no qual é utilizada a viscosidade do líquido ($\bar{\mu} = \mu_l$) no cálculo de f_{TP} , para a determinação da queda de pressão por atrito.

6.3.2 Influência do Coeficiente Interno de Transferência de Calor por Convecção, H_i .

Na Figura 6.3, são mostradas as distribuições do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o refrigerante e a parede do tubo, H_i , ao longo do condensador. O coeficiente H_i nas regiões de escoamento monofásico é calculado pela correlação de Gnielinski (1976) e na região de escoamento bifásico, é calculado pelas correlações de Shao e Granryd (1991) e de Hajal, Thome e Cavallini. (2003). A descontinuidade observada nos perfis mostrados na Fig. 6.3 deve-se à transição do escoamento monofásico para o escoamento bifásico.

Verifica-se na Fig. 6.3 que as correlações para o cálculo de H_i na região bifásica apresentam comportamentos semelhantes a partir da posição $(z/L) \geq 0,4$, sendo que a correlação de Shao e Granryd (1991) é a que resulta nos maiores valores. Entretanto, observa-se na Fig. 6.4 que os perfis de temperatura do refrigerante foram coincidentes, independente da correlação usada para o cálculo do coeficiente H_i , bifásico. Dessa forma, optou-se em manter no modelo a correlação de Shao e Granryd (1991) em razão de sua implementação mais simples no código computacional.

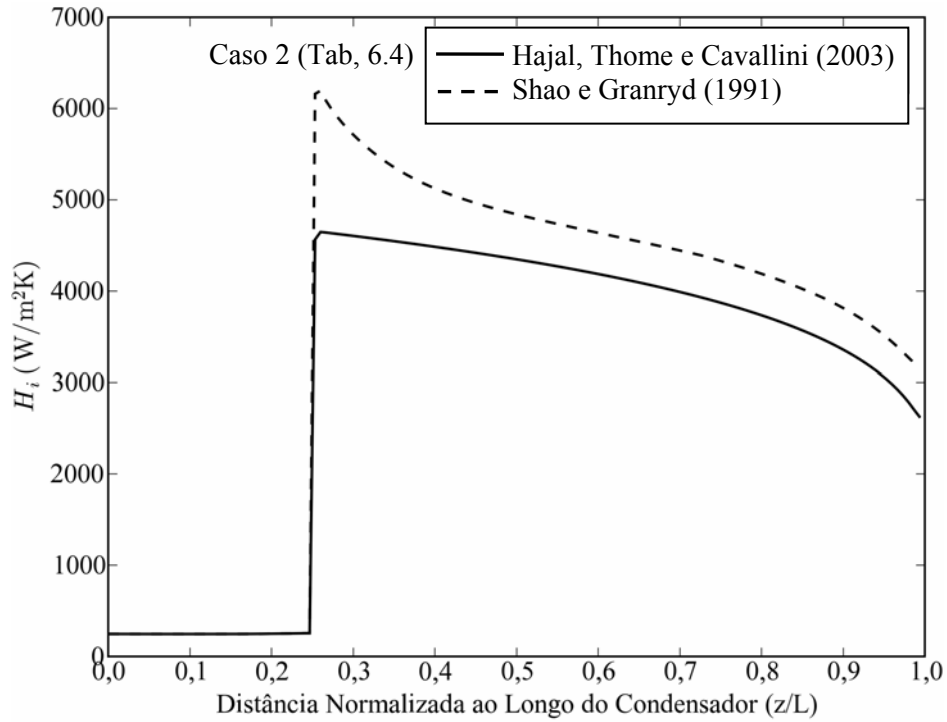


Figura 6.3 – Distribuições do coeficiente interno de transferência de calor por convecção ao longo do condensador.

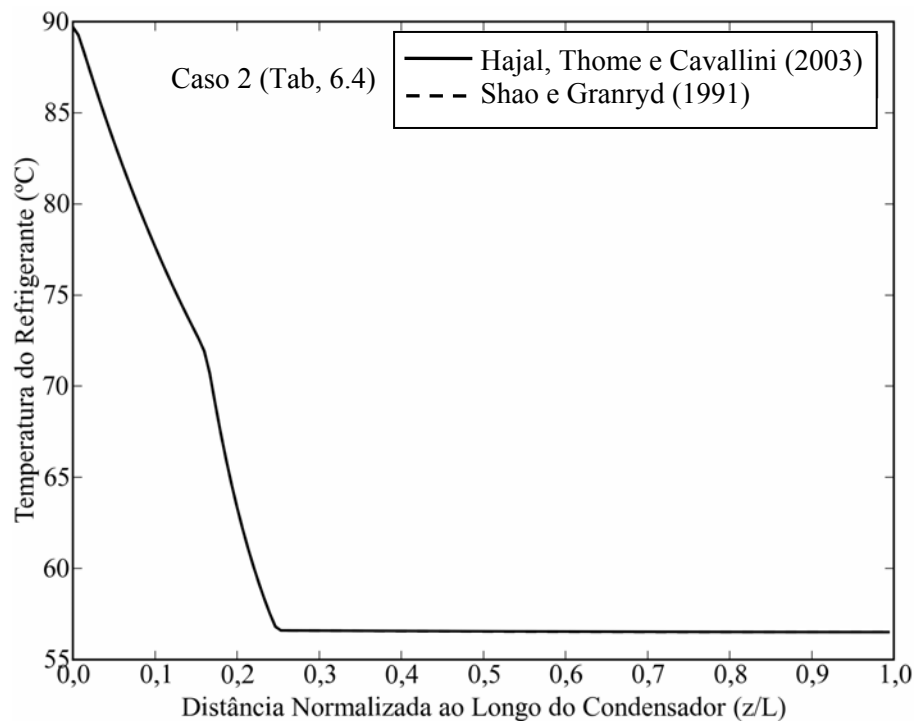


Figura 6.4 – Distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do condensador variando-se as correlações para o cálculo de H_i .

6.3.3 Influência dos Coeficientes Externos de Transferência de Calor.

Para avaliar a influência dos coeficientes externos de transferência de calor por convecção natural, H_e , e por radiação H_{rad} , é feita uma análise de sensibilidade do modelo, impondo-se variações de $\pm 20\%$ aos valores originais desses coeficientes. Nas Figuras 6.5 a 6.7 são mostradas as distribuições da temperatura do refrigerante, para o Caso 2 da Tab. 6.4, impondo-se as variações, respectivamente, aos coeficientes H_e , H_{rad} e à soma dos dois ($H_e + H_{rad}$). Verifica-se nas figuras que o início do processo de condensação é adiado com a diminuição dos coeficientes de transferência de calor e adiantado com o aumento desses coeficientes. Observa-se também, a presença de um sub-resfriamento para a variação de $+20\%$ nos valores de H_e , H_{rad} e ($H_e + H_{rad}$).

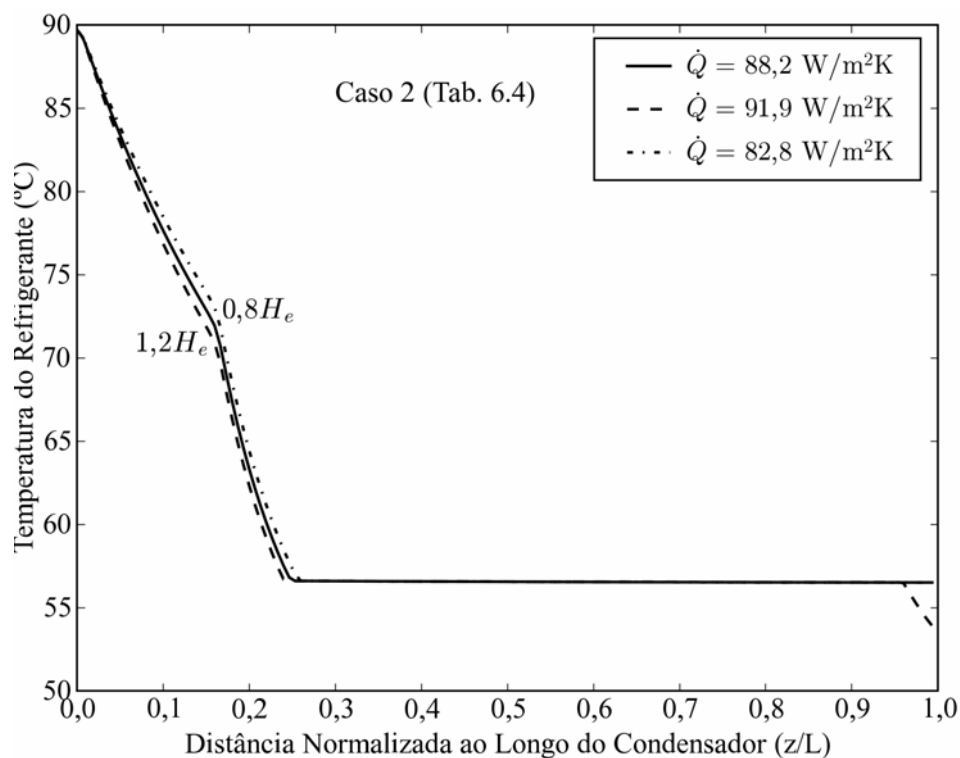


Figura 6.5 – Influência do coeficiente de transferência de calor por convecção natural, H_e .

Verifica-se ainda nas Figs. 6.5 e 6.6 que as distribuições de temperatura são mais influenciadas pelas variações impostas ao coeficiente H_{rad} do que ao coeficiente H_e . Isto é, uma mudança de -20% no valor original do coeficiente H_{rad} resulta em um atraso do início da condensação do refrigerante maior em relação à mesma variação imposta ao coeficiente

H_e . Situação similar ocorre quando um aumento de 20 % é imposto ao valor original de ambos os coeficientes.

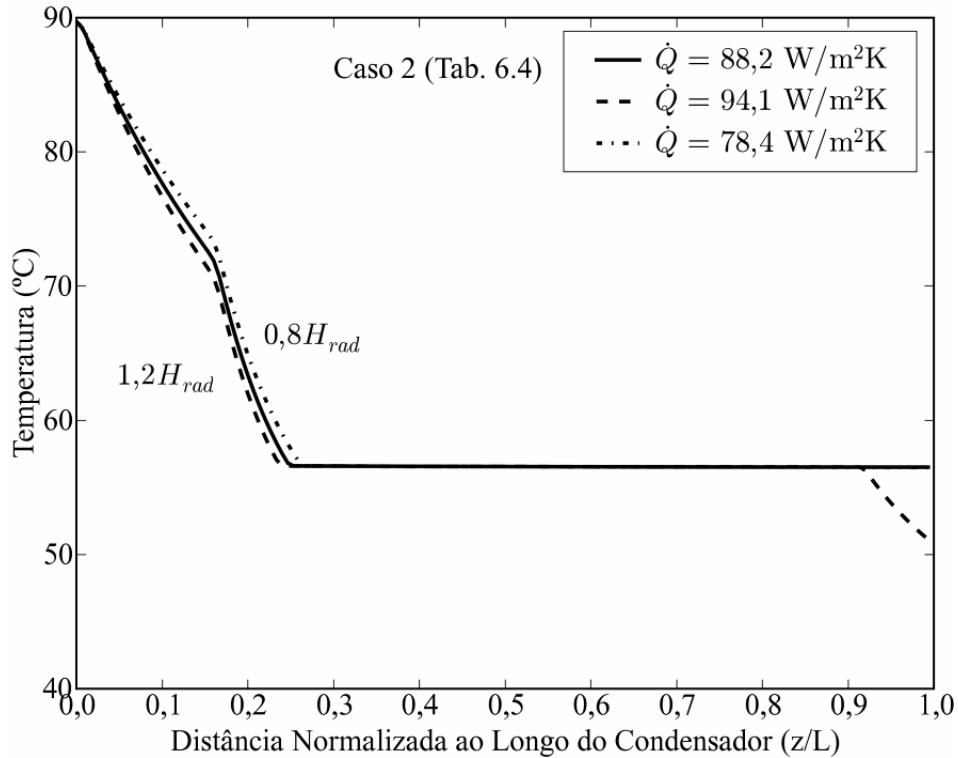


Figura 6.6 – Influência do coeficiente de transferência de calor por radiação, H_{rad} .

Nas Figuras 6.5 e 6.6 são apresentados também os valores das taxas totais de transferência de calor do condensador, \dot{Q} [W]. Conforme se observa, quando os valores originais dos coeficientes H_e e H_{rad} são usados, a taxa total de transferência de calor é de $\dot{Q}=88,2 \text{ W}$. Quando os valores do coeficiente H_e são alterados em + 20 % e em - 20 %, as taxas totais de calor transferido são, respectivamente, 91,9 W e 82,8 W. Da mesma forma, quando os valores do coeficiente H_{rad} são alterados em + 20 % e em - 20 %, as taxas totais de calor transferido são, respectivamente, 94,1 W e 78,4 W. Variando-se $(H_e + H_{rad})$ em + 20 % e em - 20 %, as taxas totais de calor transferido são, respectivamente, 95,6 W e 72,8 W. Isso demonstra a maior resistência térmica à transferência de calor por radiação em relação à convecção natural.

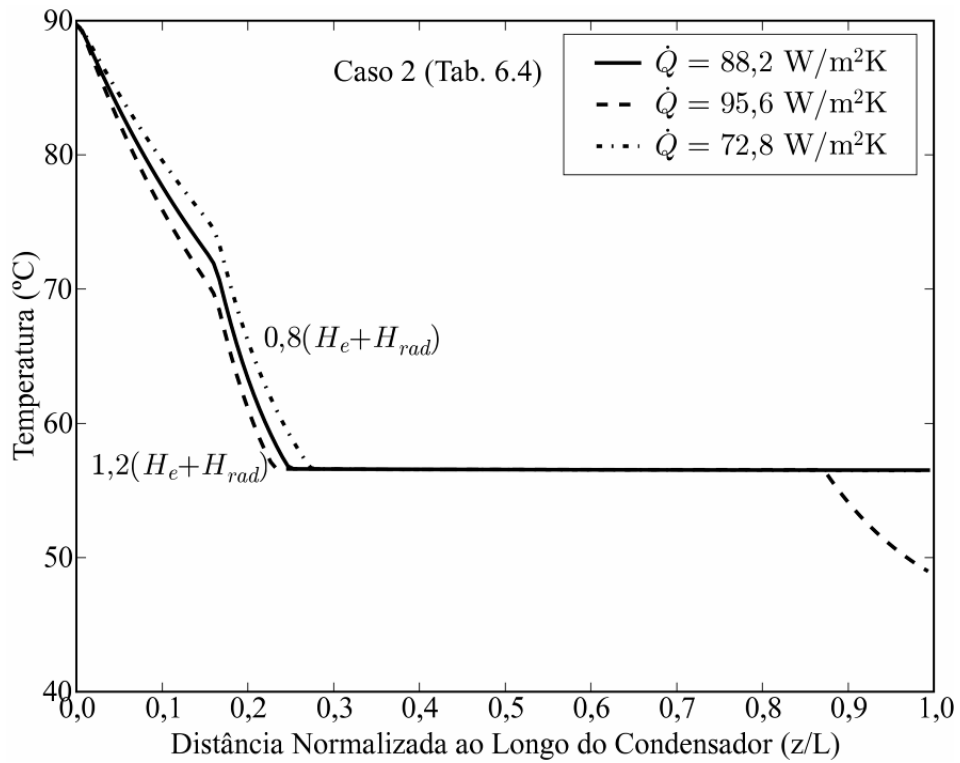


Figura 6.7 – Influência do coeficiente externo de transferência de calor por radiação, H_{rad} .

Os perfis de resistências térmicas interna e externa, de temperatura do refrigerante e de temperatura da parede do tubo são mostrados na Fig. 6.8.

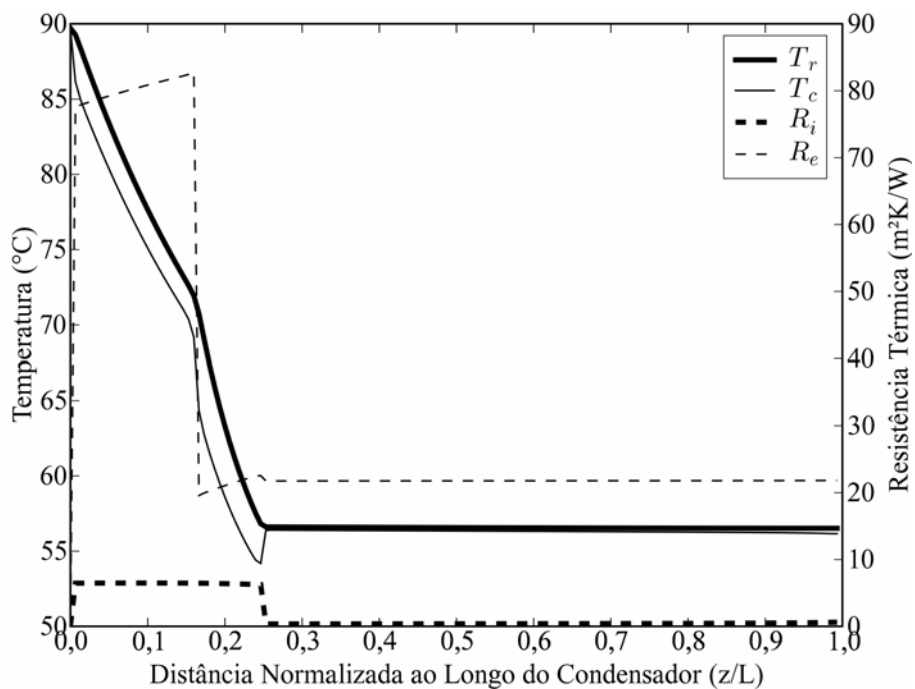


Figura 6.8 – Distribuição dos perfis de temperatura e resistências térmicas interna e externa.

Observa-se na Figura 6.8 que a resistência térmica externa, R_e , é a que mais influencia a transferência de calor total, contribuindo com 85 – 95% da resistência térmica total, enquanto que a influência da resistência interna, R_i , é desprezível. No início da região aletada, $z/L \approx 0,15$, observa-se uma diminuição brusca na resistência externa, pois as aletas fornecem um aumento na área de transferência de calor. Como resultado disso, há uma aproximação entre as temperaturas da parede do tubo e do refrigerante. Também é possível observar uma queda mais acentuada das temperaturas a partir desse ponto até o início da mudança de fase.

6.4 Análise do Condensador – Regime Permanente

Neste item são apresentados os resultados obtidos usando o modelo proposto, para as condições de operação em regime permanente apresentadas na Tab. 6.4. Os parâmetros geométricos e as propriedades termofísicas do condensador analisado são, respectivamente, apresentadas nas Tabs. 6.1 e 6.2. A Tabela.6.5 mostra a comparação entre os resultados do presente trabalho, obtidos com uma malha computacional de 300 volumes, e os resultados obtidos por Hermes (2000).

Tabela 6.5 – Comparação entre o modelo proposto e o modelo desenvolvido por Hermes (2000) para condições de regime permanente.

Grandeza	Resultado	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Taxa total de transferência de calor [W]	Modelo proposto	78,2	87,8	101,7
	Hermes (2000)	79,0	88,8	98,3
	Diferença absoluta	-0,8	-1,0	3,4
	Diferença relativa (%)	-1,0	-1,1	3,5
Temperatura na saída do condensador [°C]	Modelo proposto	41,7	56,5	67,4
	Hermes (2000)	42,6	56,6	67,6
	Diferença absoluta	-0,9	-0,1	-0,2
	Diferença relativa (%)	-2,1	-0,2	-0,3
Título na saída do condensador (%)	Modelo proposto	$\Delta T_{sub}=3,7^{\circ}\text{C}$	2,5	13,5
	Hermes (2000)	$\Delta T_{sub}=3,30^{\circ}\text{C}$	3,3	11,8
	Diferença absoluta	$\Delta T_{sub} = 0,4^{\circ}\text{C}$	-0,8	1,7
	Diferença relativa (%)	-	-24,2	14,4

Observa-se que na Tab. 6.5 que os resultados obtidos estão muito próximos daqueles de Hermes (2000). Para o Caso 1, o presente modelo resulta em um sub-resfriamento na saída do condensador de $\Delta T_{sub} = 3,7^{\circ}\text{C}$ e o modelo de Hermes (2000) de $\Delta T_{sub} = 3,0^{\circ}\text{C}$. Para os Casos

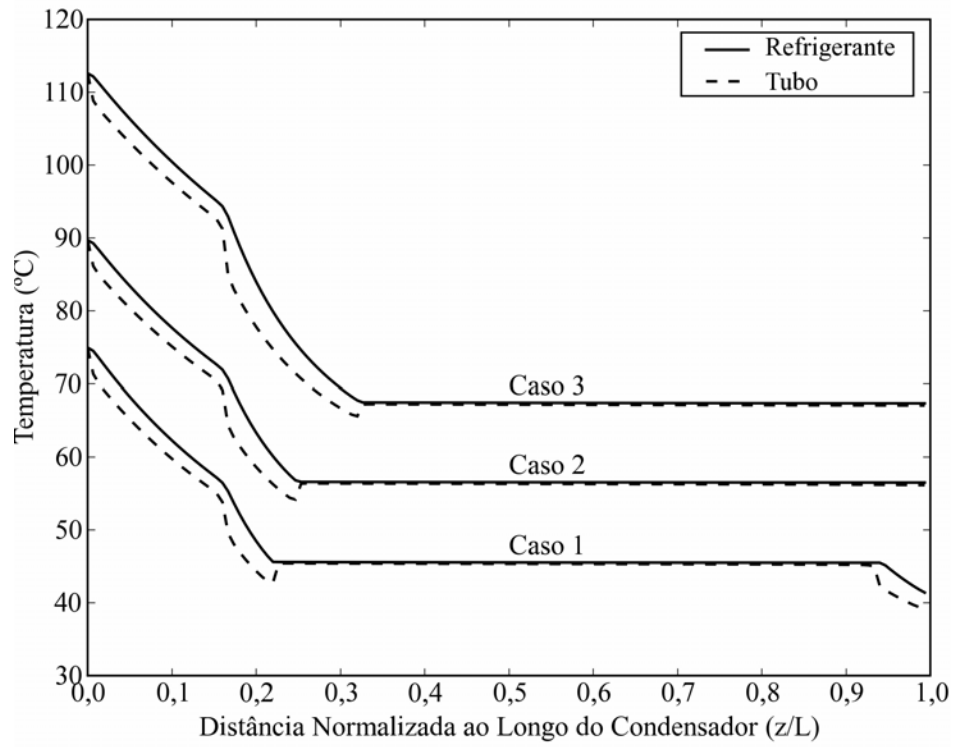
2 e 3 as diferenças relativas entre os títulos na saída do condensador são, respectivamente, de 24,4 % e de 14,4 %. A taxa total de transferência de calor do condensador apresenta desvios relativos entre 1,0 e 3,5 % e a temperatura do refrigerante na saída do condensador, entre 0,2 e 2,1 %. Para o Caso 2, na saída do condensador verifica-se uma diferença de 24,2 % entre os títulos, provavelmente em razão da pequena ordem de grandeza de seus valores absolutos.

A Figura 6.9(a) mostra a distribuições de temperatura do refrigerante e da parede do tubo ao longo do condensador para os três casos analisados e a Fig. 6.9(b) mostra as respectivas distribuições de pressão. A análise da Fig. 6.9(a) permite distinguir as três regiões características do escoamento. Para o Caso 1 a região de superaquecimento estende-se até aproximadamente 25 % do comprimento do tubo, a região bifásica estende-se até cerca de 95 % do comprimento do tubo e a região de sub-resfriamento ocupa os 5 % restantes do comprimento do tubo. Observa-se na Fig. 6.9(b) que as variações de pressão foram pouco significativas nos três casos analisados: 5 kPa (0,05 bar) no Caso 1, 6 kPa (0,06 bar) no Caso 2 e 10 kPa (0,1 bar) no Caso 3.

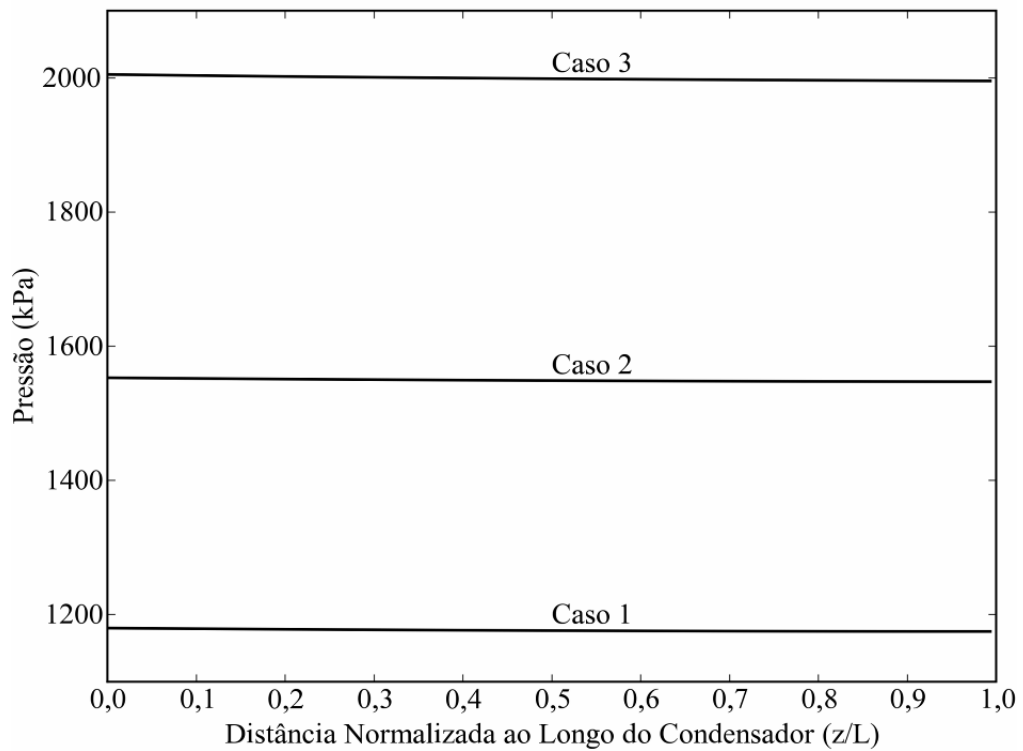
As distribuições de temperatura ao longo do condensador dependem da resistência térmica total do condensador que é a soma das resistências térmicas interna (entre o refrigerante e a parede do tubo) e externa (entre a parede do tubo e o ar ambiente), desconsiderando a resistência da parede do tubo.

Nas distribuições de temperatura mostradas na Fig. 6.9(a) nota-se uma inflexão nas curvas por volta de 17 % do comprimento do tubo, causada pelo aumento na área de transferência de calor em razão da presença das superfícies estendidas. Na região entre a entrada do condensador até esse ponto de inflexão, que corresponde à região de entrada do condensador (vide Fig. 1.1), a resistência térmica externa é significativamente maior do que a interna. Isso faz com que as temperaturas do refrigerante e da parede do tubo fiquem muito próximas.

A partir do ponto de inflexão até o início da condensação, a presença das aletas aumenta a área de transferência de calor, reduzindo a resistência térmica externa. Com isso, a redução da temperatura do tubo é acentuada, aumentando sua diferença em relação à temperatura do refrigerante.



(a)



(b)

Figura 6.9 – Distribuições de: (a) temperaturas do refrigerante e da parede do tubo; (b) pressão ao longo do condensador, para os três casos listados na Tab. 6.4.

Ainda na Fig. 6.9(a) observa-se a presença de um vale seguido de um aumento repentino nas distribuições de temperatura da parede do tubo para as três situações simuladas. Essa situação ocorre em razão do início da mudança de fase do refrigerante. O coeficiente de transferência de calor interno aumenta repentinamente fazendo com que a temperatura da parede do tubo praticamente se iguale à do refrigerante. Na região de superaquecimento, o coeficiente de transferência de calor interno é da ordem de 200 W/m²K, enquanto que, na região bifásica os valores são da ordem de 5000 W/m²K. Na região de sub-resfriamento, observada no Caso 1 da Fig. 6.9(a), nota-se novamente o afastamento entre as temperaturas da parede do tubo e do refrigerante, em razão do aumento da resistência térmica interna.

Na Tabela 6.6 apresentam-se as comparações entre os resultados calculados pelo presente modelo e os dados experimentais obtidos por Ameen et al. (2005). Tais comparações são relativas aos locais, ao longo do tubo, de início da condensação (PIMF = ponto de início da mudança de fase) e de término da condensação (PFMF = ponto final de mudança de fase).

Tabela 6.6 – Comparação com os dados experimentais (AMEEN et al. 2005) dos locais de início (PIMF) e término da mudança de fase (PFMF) ao longo do condensador.

\dot{m} [kg/s]	Cond.	T_a [K]	PIMF (m)			PFMF (m)		
			Simul.	Exp.	Desvio (%)	Simul.	Exp.	Desvio (%)
0,0006	1	297	0,380	0,409	7,1	4,0	5,84	31,5
		300	0,422	0,428	1,4	4,7	6,18	23,9
		302	0,464	0,584	20,5	5,2	NSR	
	2	297	0,467	0,451	3,5	4,59	7,06	34,9
		300	0,467	0,584	20	5,21	8,12	35,8
		302	0,545	0,642	15,1	5,84	8,63	32,3
0,00065	1	297	0,422	0,423	0,23	4,39	5,94	26,1
		300	0,464	0,535	13,3	5,06	6,22	18,6
		302	0,506	0,608	16,8	5,65	NSR	
	2	297	0,467	0,584	20	4,82	7,54	36,1
		300	0,545	0,648	15,9	5,68	8,76	35,2
		302	0,545	0,685	20,4	6,23	9,69	35,7

* NSR: não ocorrência de sub-resfriamento.

As condições de operação utilizadas e os dados geométricos dos condensadores analisados estão apresentados, respectivamente nas Tabs. 6.6 e 6.3. Na Tabela 6.6 a sigla NSR significa: não ocorrência de sub-resfriamento. Na Figura 6.10 mostra-se a comparação entre

os valores de PIMF calculados pelo presente modelo e os dados experimentais de Ameen et al. (2005). Observa-se que os resultados obtidos por meio do presente modelo diferem daqueles obtidos por Ameen et al.(2005) apresentam desvios entre $\pm 20\%$ e que os maiores desvios concentram-se entre 0 e -20% , ou seja, no presente modelo o PIMF possui em média valores menores que os do experimento realizado por Ameen et al. (2005).

Observa-se na Tab. 6.6 que o maior desvio entre os valores numéricos e experimentais do ponto PIMF é de $20,5\%$ para o condensador 2, na vazão de $0,0006\text{ kg/s}$ e temperatura ambiente de $29\text{ }^\circ\text{C}$. Para os valores do ponto PFMF os desvios entre os resultados calculados e os dados experimentais foram ainda maiores, sendo que alguns valores ficaram acima de 35% .

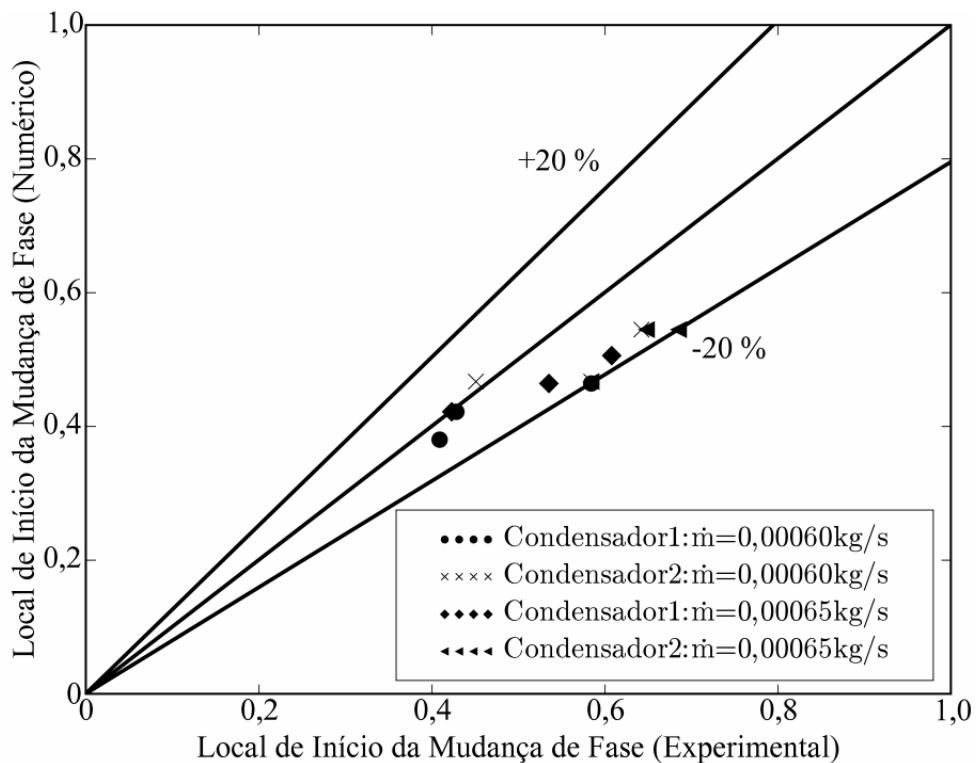


Figura 6.10 – Comparação entre os resultados calculados e os dados experimentais dos valores do PIMF (AMEEN et al. 2005).

6.4.1 Influência do Fluxo de Massa de Refrigerante

Com o objetivo de explorar algumas potencialidades do modelo proposto, analisa-se neste item a influência do fluxo de massa de refrigerante sobre o desempenho do condensador. Optou-se por manter as condições referentes ao Caso 2, Tab. 6.4, variando-se

apenas o fluxo de massa de refrigerante em três valores: 46,3 kg/m²s, 56,4 kg/m²s e 70,1 kg/m²s.

A Figura 6.11 apresenta as distribuições de temperatura do refrigerante para os três fluxos de massa. Observa-se que o aumento do fluxo de massa de refrigerante causa o afastamento, em relação à entrada do condensador, do ponto de início da mudança de fase. Dessa forma, ocorre o surgimento de uma região de sub-resfriamento na situação com fluxo de massa de 46,3 kg/m²s .

A Figura 6.12 apresenta as distribuições de entalpia do refrigerante para os três fluxos de massa. Observa-se que os valores da entalpia decrescem lentamente até o final da região de entrada do condensador onde as curvas sofrem uma inflexão, que marca o início da região aletada. A partir desse ponto a redução de entalpia é consideravelmente maior até a saída do condensador. Isso demonstra, mais uma vez, que o aumento da área externa de transferência de calor reduz a resistência térmica externa e, conseqüentemente, aumenta a taxa de calor liberada para o ambiente.

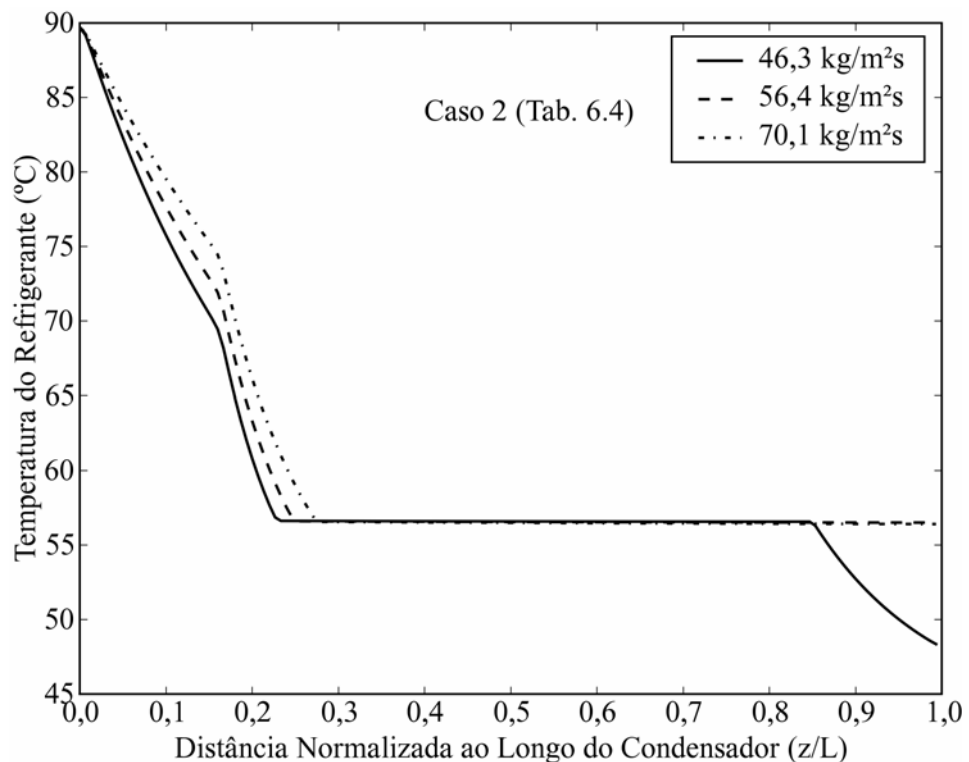


Figura 6.11– Distribuições de temperatura do refrigerante para diferentes fluxos de massa.

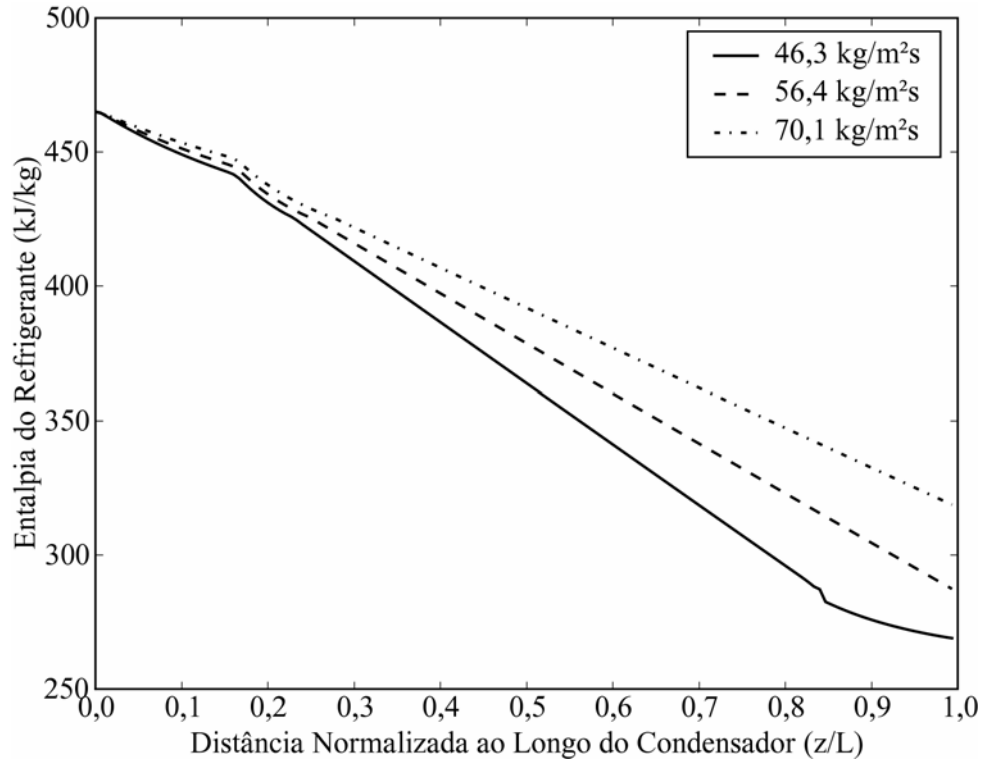


Figura 6.12 – Distribuições de entalpia do refrigerante para diferentes fluxos de massa.

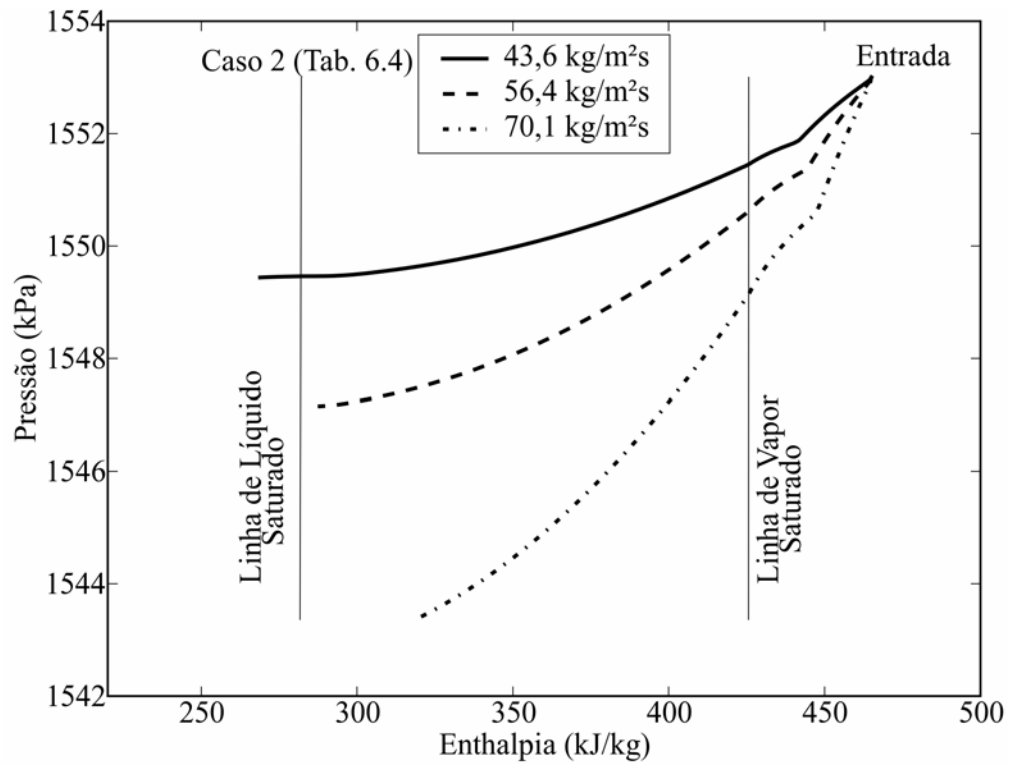


Figura 6.13 – Diagrama $p-h$ do escoamento ao longo do condensador para diferentes fluxos de massa.

A Figura 6.13 apresenta as características do escoamento no diagrama $p-h$ para os três fluxos de massa. Observa-se que a queda de pressão aumenta com o aumento do fluxo de massa. Entretanto, em todos os casos, a variação total de pressão não foi significativa, atingindo o valor máximo de 10 kPa (0,1 bar) para o fluxo de massa de 70,1 kg/m²s. Observa-se ainda a tendência de redução da queda de pressão na direção da região de líquido sub-resfriado, uma vez que à medida que a condensação do refrigerante ocorre, sua massa específica aumenta. Na região de líquido sub-resfriado a variação de pressão é bastante reduzida, pois a massa específica do refrigerante líquido é praticamente constante.

A Figura 6.14 apresenta as distribuições de massa específica do refrigerante ao longo do condensador para os três casos analisados. Observa-se que a massa específica do refrigerante aumenta continuamente ao longo do condensador. Esse aumento é tanto mais acentuado quanto menor o fluxo de massa.

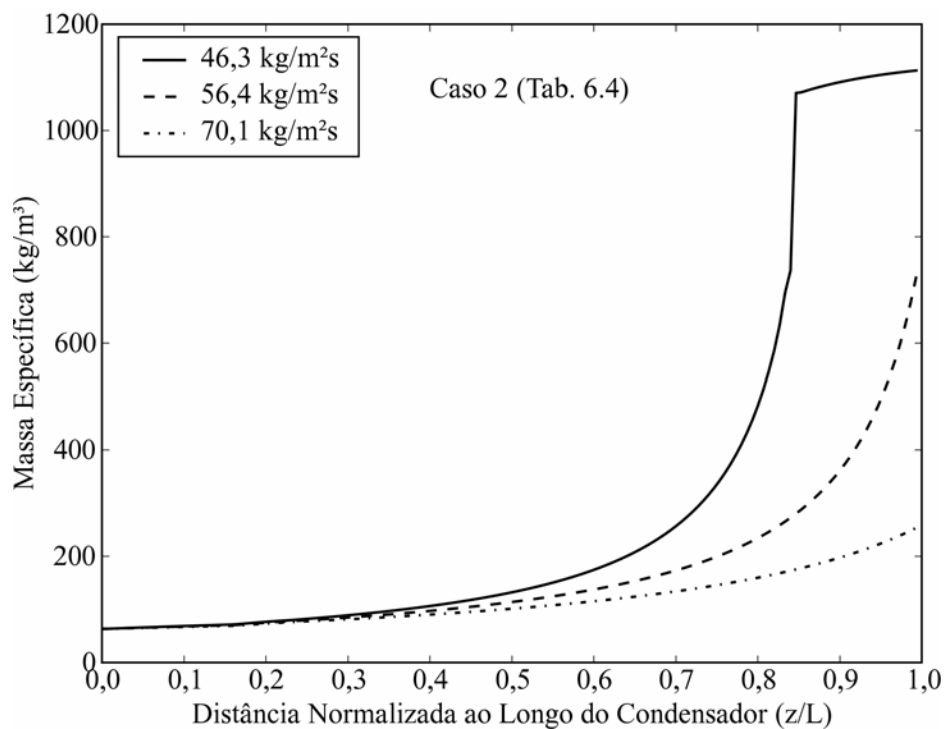


Figura 6.14 – Distribuições da massa específica do refrigerante ao longo do condensador para diferentes fluxos de massa.

Para fluxos de massa elevados, a massa de refrigerante no condensador tende a ser menor, uma vez que a quantidade de vapor no escoamento aumenta. À medida que o fluxo de massa diminui, a quantidade de refrigerante no estado líquido aumenta e em conseqüência aumenta a massa de refrigerante no interior do condensador. Para o menor fluxo de massa

analisado ($46,3 \text{ kg/m}^2\text{s}$), ocorre a condensação completa do refrigerante na posição $(z/L) \approx 0,7$. A partir dessa posição a variação de massa específica é substancialmente reduzida.

Na Figura 6.15 apresenta-se a variação da taxa total de transferência de calor no condensador com a vazão em massa. Nota-se que a taxa total de transferência de calor aumenta à medida que o fluxo de massa aumenta. O aumento da vazão reduz a resistência térmica no interior do tubo, fazendo com que a temperatura do tubo se aproxime da temperatura do refrigerante. Dessa forma, a diferença entre as temperaturas do tubo e do ambiente se eleva, aumentando a taxa de calor rejeitado pelo condensador.

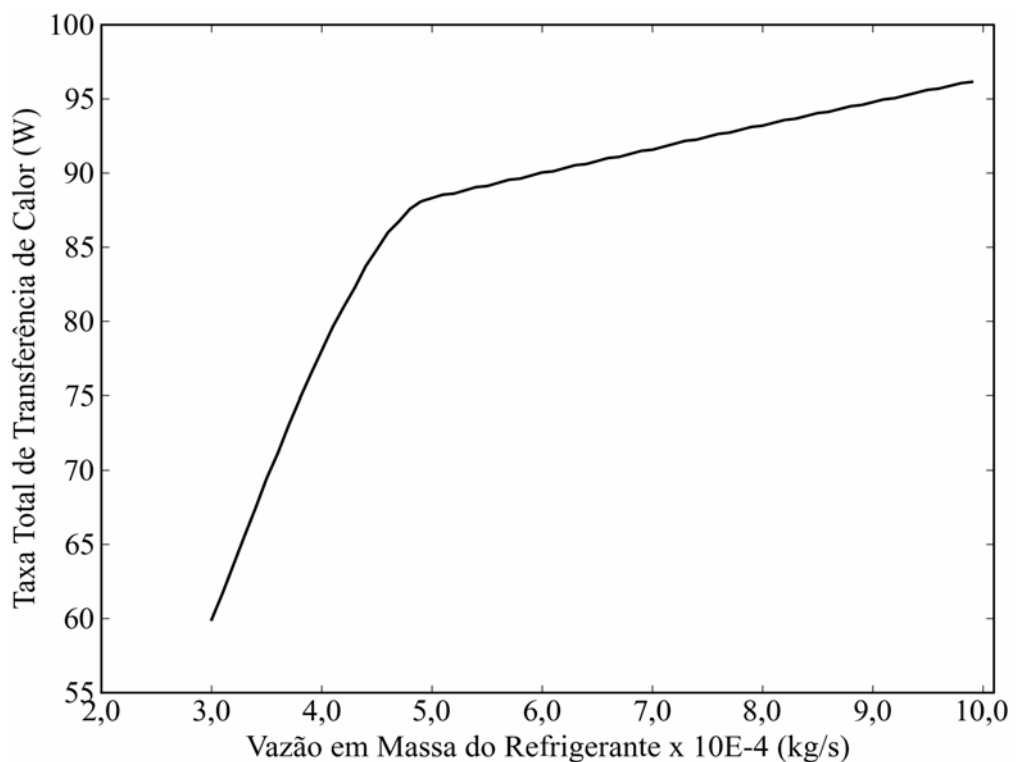


Figura 6.15 – Variação da taxa total de calor transferido pelo condensador com a vazão em massa.

6.4.2 Influência da Temperatura Ambiente

Para a análise do efeito da temperatura ambiente sobre o escoamento ao longo do condensador, consideram-se as temperaturas ambientes de 32, 43 e 54 °C, mantendo os demais parâmetros nas condições especificadas pelo Caso 2 da Tab.6.4.

As Figuras 6.16 e 6.17 apresentam, respectivamente, os perfis de temperatura do refrigerante e da parede do tubo para as diferentes temperaturas ambientes. Observa-se na Fig. 6.16 que o ponto de início da mudança de fase se afasta de entrada do condensador à

medida que a temperatura do ambiente aumenta. Isso ocorre porque a diferença entre as temperaturas do tubo e do ambiente diminui, o que reduz a taxa total de transferência de calor do condensador, atrasando o início da mudança de fase. Para a temperatura ambiente de 32 °C observa-se a presença da região de líquido sub-resfriado a partir do ponto $(z/L) \approx 0,6$.

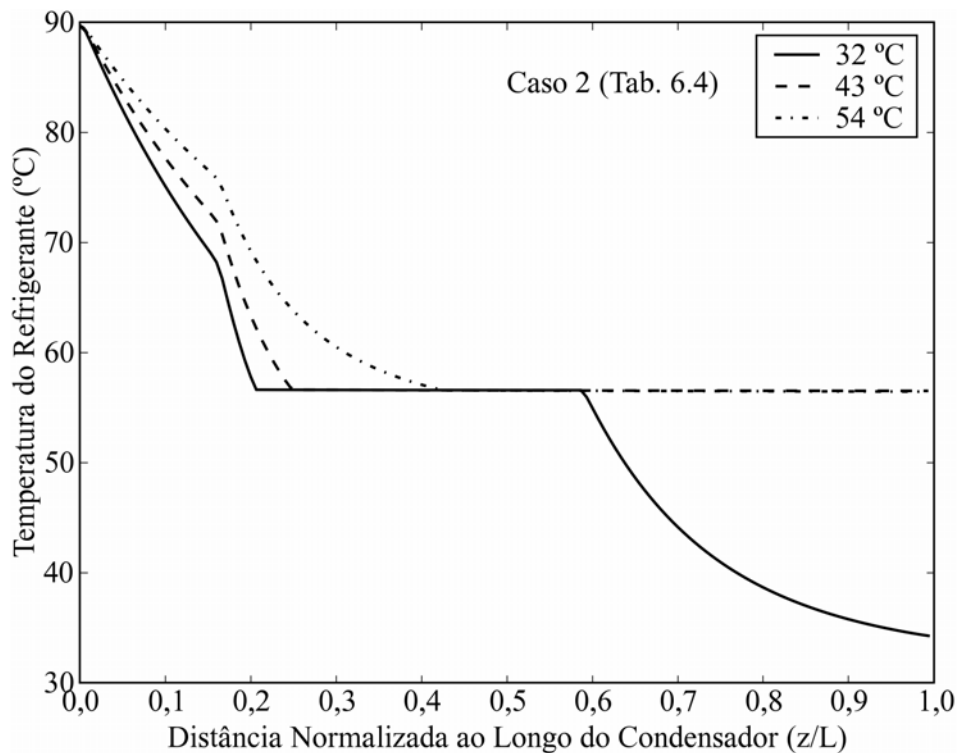


Figura 6.16 – Distribuições da temperatura do refrigerante ao longo do condensador para diferentes temperaturas ambientes.

Na Figura 6.18 apresentam-se as características do escoamento no diagrama $p-h$ para as três temperaturas ambientes analisadas. Para a temperatura ambiente de 32 °C, observa-se a queda de pressão mais atenuada e a presença de refrigerante no estado de líquido sub-resfriado. Para a temperatura ambiente de 54 °C observa-se que a queda de pressão é mais acentuada em razão da maior quantidade de vapor escoando ao longo do condensador. Para a temperatura de 43 °C nota-se que a pressão cai mais rapidamente no início da saturação e mais lentamente na medida em que se aumenta a quantidade de refrigerante no estado líquido escoando ao longo do condensador.

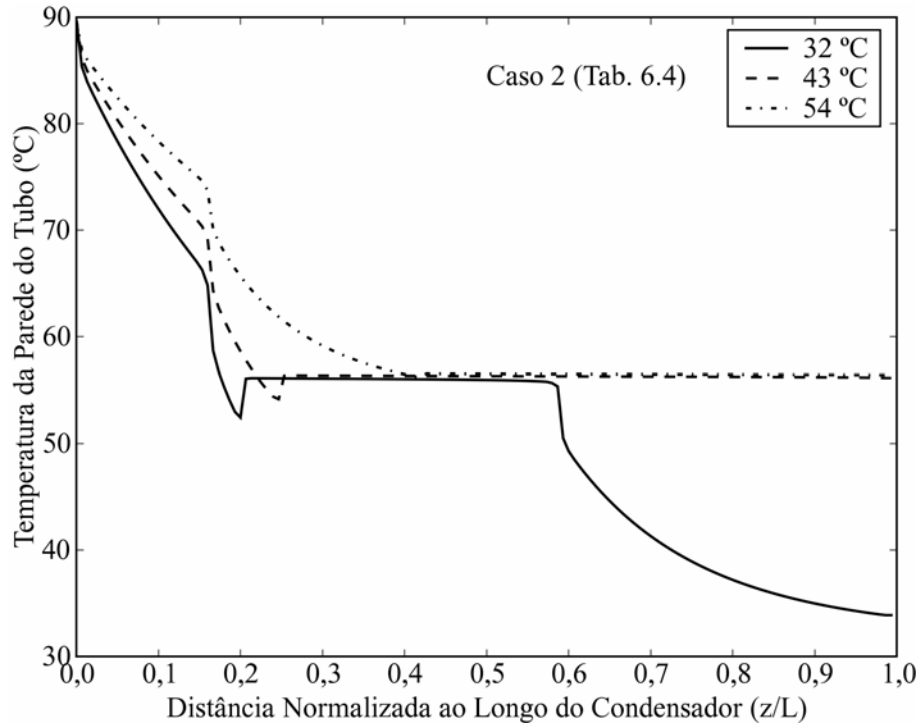


Figura 6.17 – Distribuições da temperatura da parede do tubo para diferentes temperaturas ambientes.

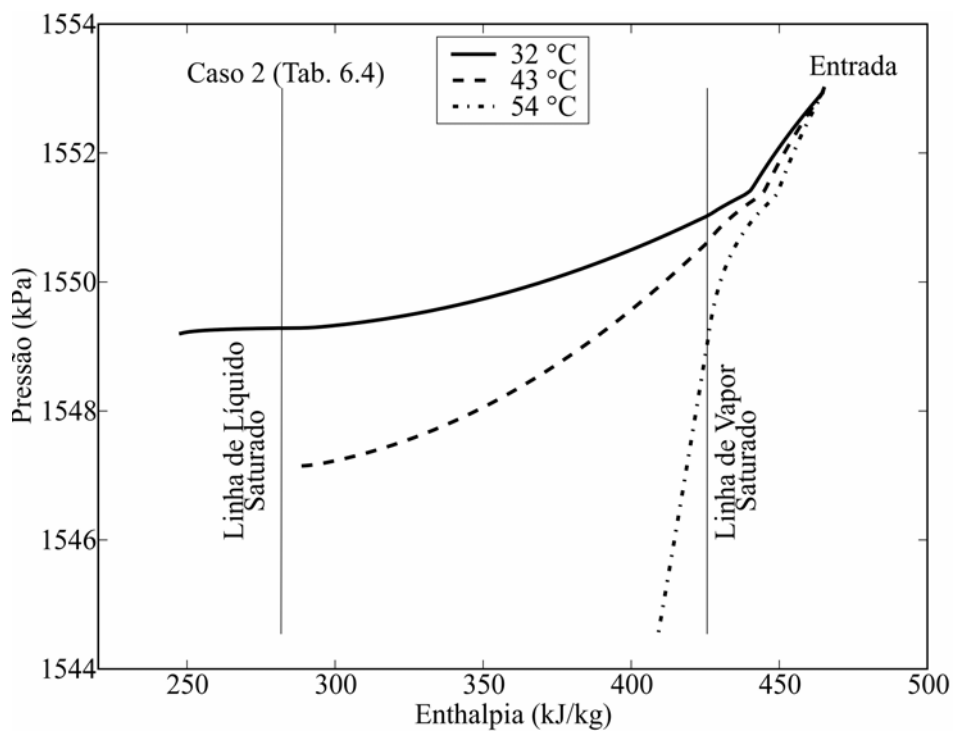


Figura 6.18 – Diagrama $p-h$ do escoamento ao longo do condensador para diferentes temperaturas ambientes.

A Figura 6.19 apresenta a variação da taxa total de transferência de calor do condensador com a temperatura ambiente. O aumento da temperatura ambiente provoca a diminuição da diferença entre as temperaturas do tubo e do ar externo, o que faz com que a taxa total de calor transferido pelo condensador seja reduzida.

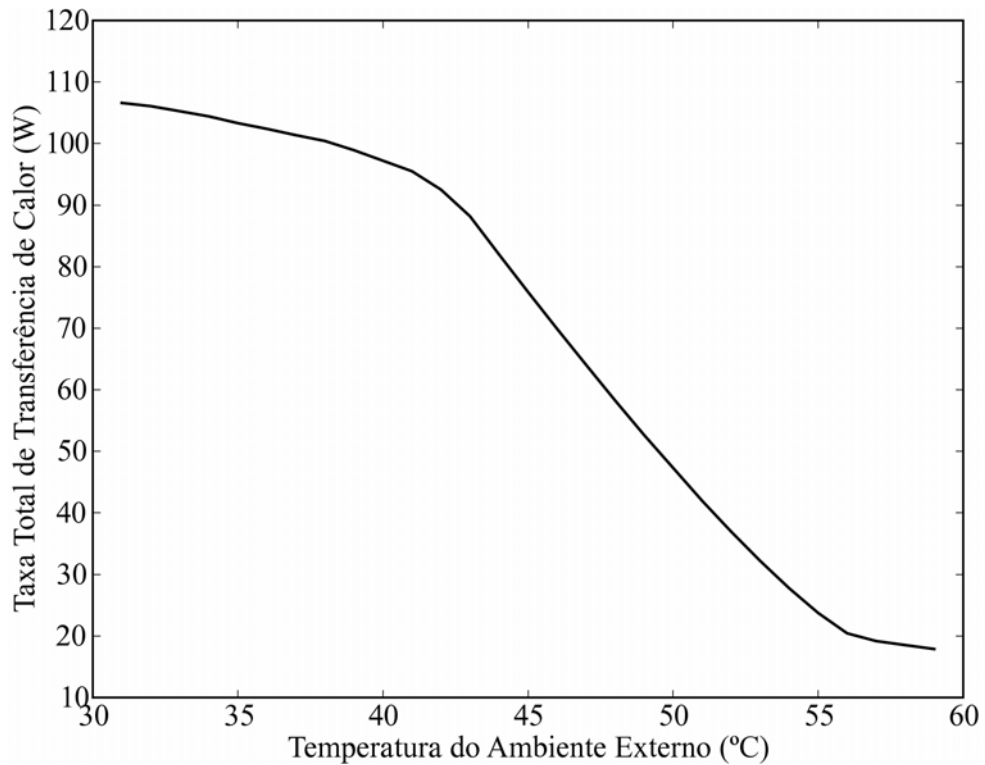


Figura 6.19 – Variação da taxa total de calor transferido pelo condensador com a temperatura ambiente.

6.5 Análise do Condensador - Regime Transiente

Para a simulação da condição de operação do condensador em regime transiente, utiliza-se o mesmo procedimento adotado por Hermes (2000), que realizou apenas simulações no regime transiente de partida (*pull-down*). Para isso, foram usadas condições de contorno impostas, geradas com base nos resultados do regime permanente, obtidos por Klein (1998), e nos resultados dos ensaios do regime transiente de partida, realizados por Hermes (2000). Tais condições são dadas por,

$$\dot{m}(z_1, t) = 1,78 + (9 - 1,78)e^{-t/5} \quad (6.1a)$$

$$\dot{m}(z_4, t) = 1,78.(1 - e^{-t/2}) \quad (6.1b)$$

$$T_r(z_1, t) = 89,7 + (T_a - 89,7)e^{-t/10} \quad (6.1c)$$

nas quais \dot{m} é a vazão em massa do refrigerante [kg/s] e os índices inferiores 1 e 4 referem-se, respectivamente, à entrada e à saída do condensador.

As condições dadas pelas Eqs. (6.1) são semelhantes à Eq. (4.20) (vide Item 4.3). Salienta-se que, a falta de uma condição de contorno imposta para a pressão na entrada do condensador, tornou necessário o uso de uma condição de fluxo prescrito na saída e na entrada do condensador para o cálculo iterativo da pressão na entrada.

As condições iniciais utilizadas na simulação em regime transiente são definidas pela temperatura ambiente de 43 °C e pela pressão de equalização de 490 kPa do mesmo refrigerador doméstico utilizado por Hermes (2000). O campo de velocidades do refrigerante no interior do condensador é considerado inicialmente nulo até que seja dada a partida no compressor. O incremento de tempo utilizado foi de 0,1 s para o intervalo de tempo de 0 s a 10 s e de 1 s para intervalo de tempo de 10 s a 15 min. A malha utilizada possui 200 volumes de controle.

As Figuras 6.20 e 6.21 mostram respectivamente a variação temporal das vazões em massa na entrada e na saída do condensador e da temperatura do refrigerante na entrada do condensador, de acordo com as Eqs. (6.1). Observa-se que de acordo com as condições iniciais impostas, os fluxos de massa entram em regime permanente próximo aos 30 segundos de operação (Fig. 6.20) e a temperatura do refrigerante na entrada em aproximadamente 75 segundos (Fig. 6.21).

Na Figura 6.22 apresentam-se as distribuições de temperatura do refrigerante para alguns instantes de tempo, na qual se observa que o local de início da condensação do refrigerante migra em direção à saída do condensador conforme o tempo avança. Isso é resultado da admissão de vapor na entrada do condensador a temperaturas cada vez maiores em função do tempo. Dessa forma, a taxa de transferência de calor o calor a ser removida do refrigerante, necessária para que ocorra o início da condensação, também aumenta com o

tempo. Observa-se também que os perfis de temperatura referentes aos instantes de tempo 5 min e 15 min são praticamente coincidentes.

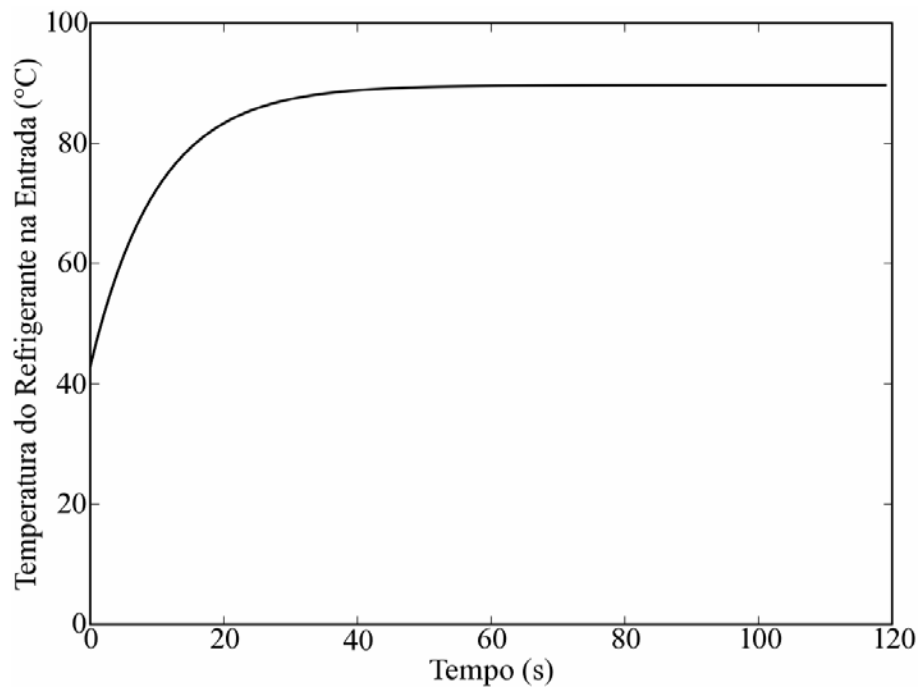


Figura 6.20 – Vazões em massa prescritas na entrada, Eq. (6.1a), e na saída, Eq. (6.1b), do condensador (HERMES, 2000).

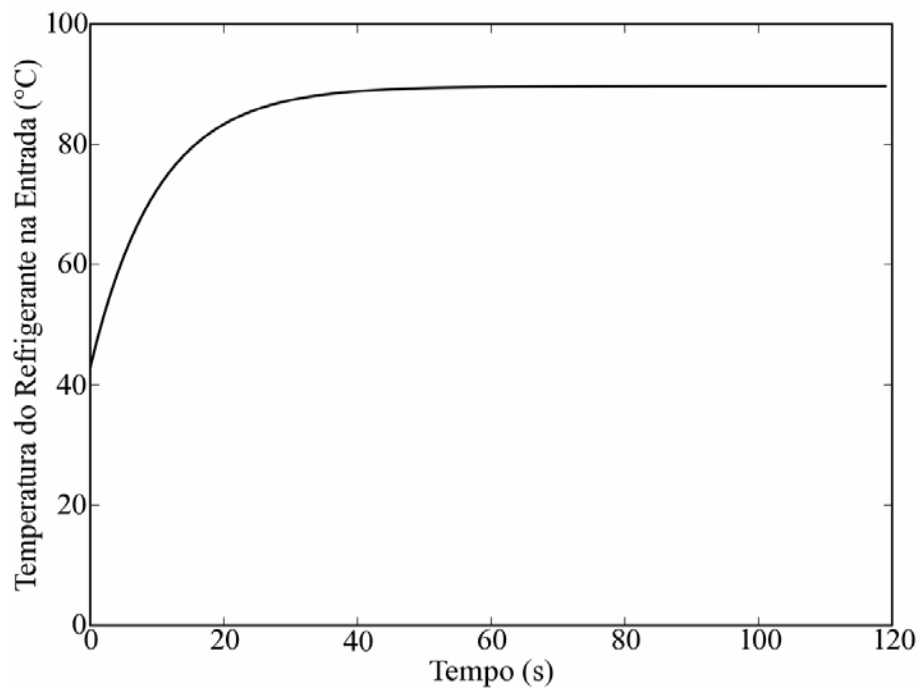


Figura 6.21– Temperatura do refrigerante prescrita na entrada, Eq. (6.1c), do condensador (HERMES, 2000).

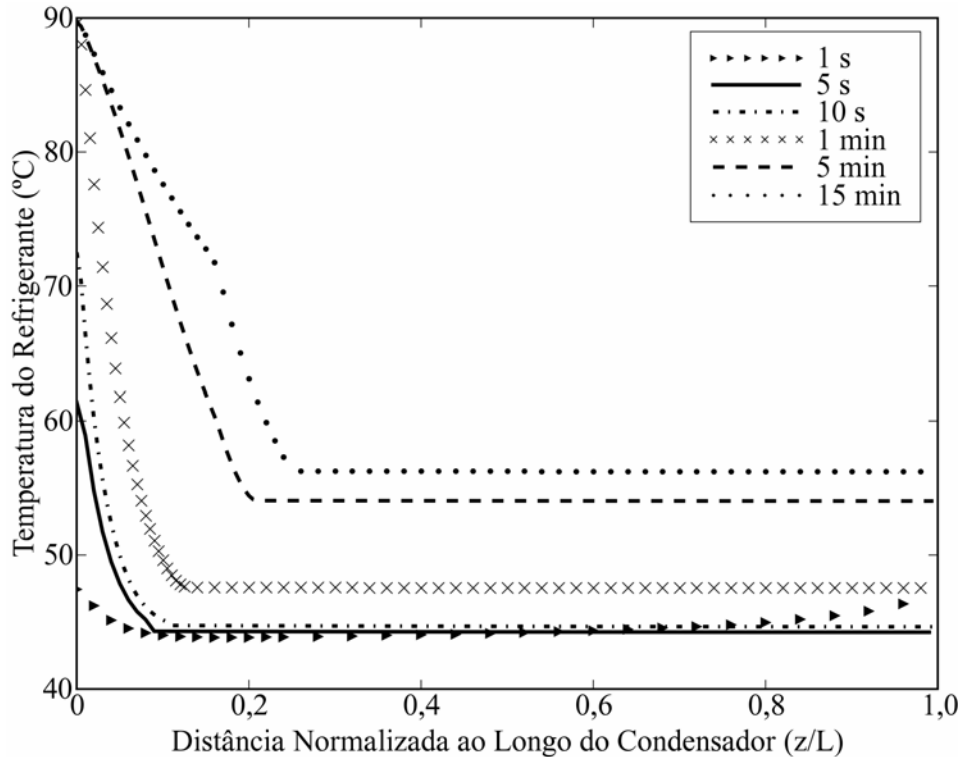


Figura 6.22– Distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do condensador, para alguns instantes de tempo.

Na Figura. 6.23 apresentam-se as distribuições de vazão em massa do refrigerante ao longo de condensador para alguns instantes de tempo. Observa-se na Fig. 6.23, no instante de tempo de 1 s, um comportamento praticamente linear, uma vez que o escoamento é somente de refrigerante no estado de vapor. Com o passar do tempo, ocorre a formação de líquido na região próxima à saída do tubo, o que provoca acúmulo de massa nessa região fazendo com que a velocidade do escoamento diminua para que a massa de refrigerante seja conservada.

Nota-se também na Fig. 6.23 que no instante de tempo de 5 s ocorre um aumento de vazão em massa até atingir um ponto de máximo, seguindo-se uma redução rápida até o final do tubo. Para tempos superiores a 1 min observa-se que o regime permanente começa a se estabelecer, pois a vazão em massa torna-se praticamente constante ao longo do tubo.

A Figura. 6.24 mostra as distribuições da massa específica do refrigerante ao longo do condensador para alguns instantes de tempo. Nota-se, no instante de tempo de 1 s, como o escoamento é somente de refrigerante no estado de vapor, que a distribuição de massa específica é constante ao longo do condensador. À medida que o tempo avança, a massa específica do refrigerante aumenta na região de saída do condensador, uma vez que é nessa região que ocorre a formação de líquido com o processo de condensação.

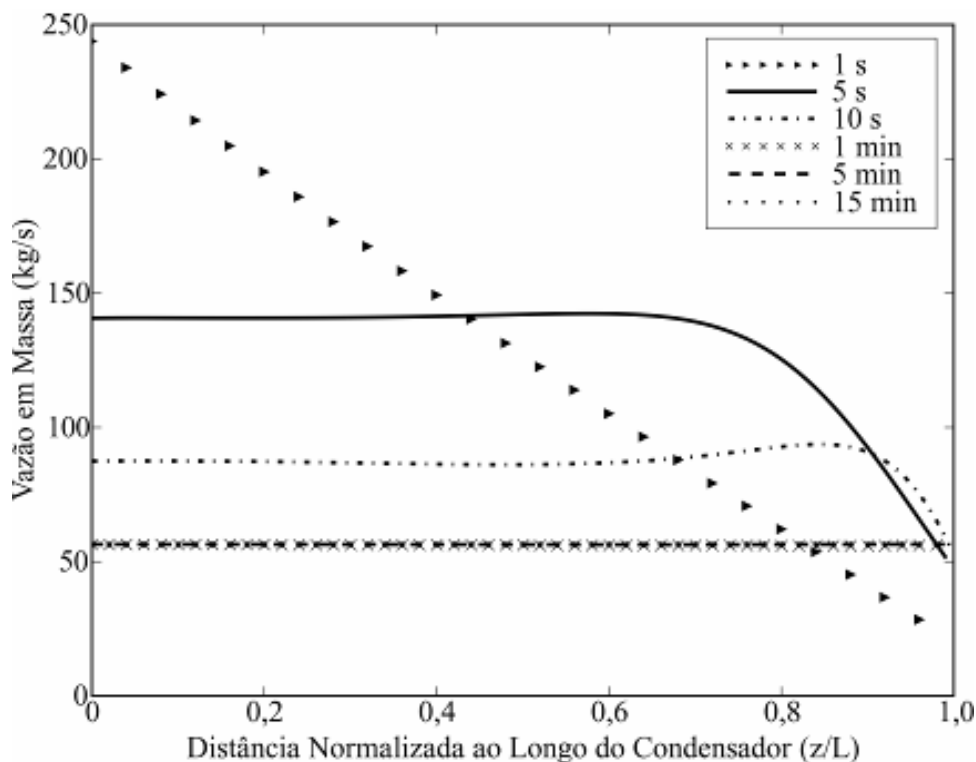


Figura 6.23– Distribuições de vazão em massa do refrigerante ao longo do condensador, para alguns instantes de tempo.

Na Figura 6.25 são mostradas as distribuições de temperatura no regime transiente em quatro posições ao longo do condensador: na entrada do condensador (T_1), na entrada da região aletada (T_2), no centro do condensador (centro do oitavo passe da serpentina) (T_3) e na saída do condensador (T_4). Esses resultados são qualitativamente semelhantes aos dados experimentais obtidos por Hermes (2000) no ensaio de *pull-down* na temperatura ambiente de 43 °C. Entretanto, uma comparação direta com esses dados experimentais não foi possível em razão da falta de informações completas sobre as condições de operação empregadas por Hermes (2000).

Observa-se na Figura 6.25 que a temperatura na entrada do condensador atinge rapidamente o seu valor no regime permanente, que é de 89,7 °C. A distribuição de temperatura na entrada da região aletada (T_2) é bastante diferente daquela na entrada do condensador (T_1), atingindo-se a condição de regime permanente aproximadamente em 15 min após a partida do compressor (vide Fig. 6.22). As distribuições de temperatura no centro e na saída do condensador (T_3 e T_4) são coincidentes, uma vez que não ocorreu a condensação completa do refrigerante para essa condição de operação, conforme se nota na Fig. 6.22.

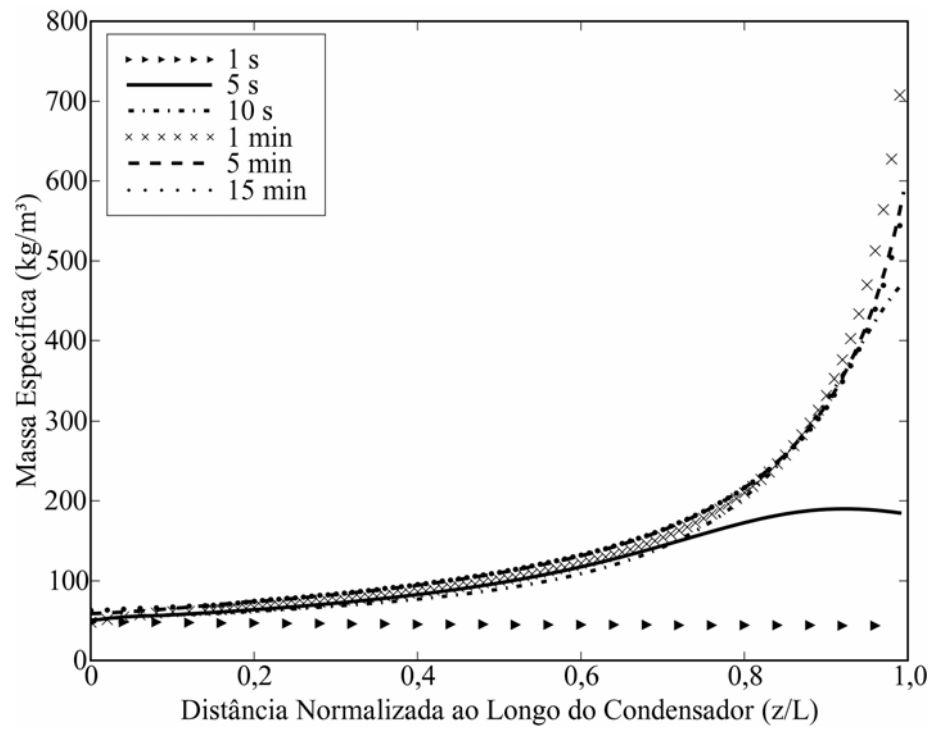


Figura 6.24— Distribuições de massa específica do refrigerante ao longo do condensador, para alguns instantes de tempo.

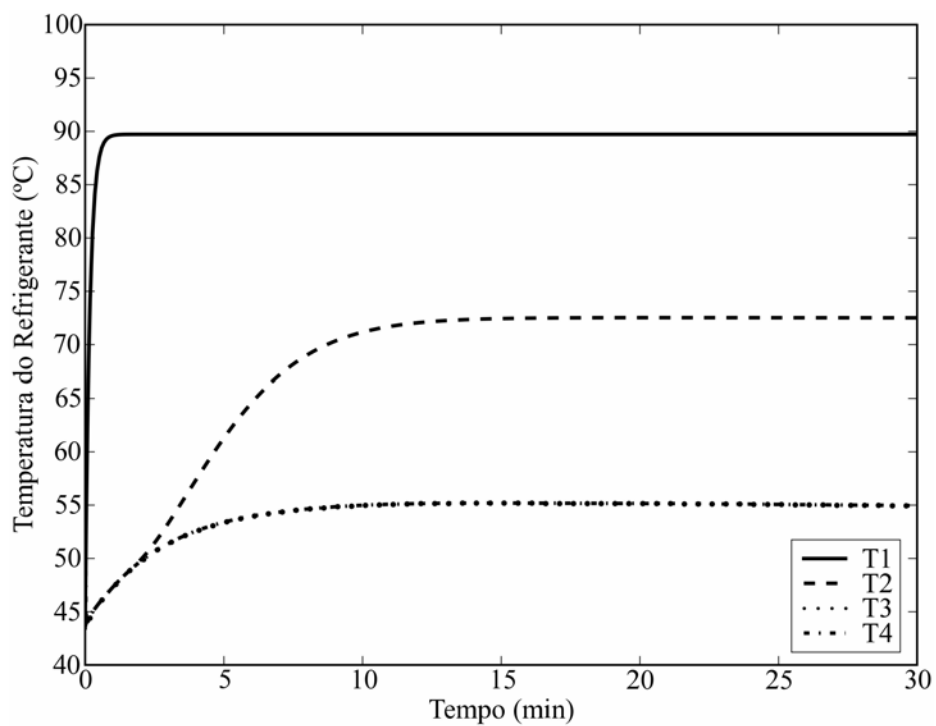


Figura 6.25 – Distribuições de temperatura com o tempo em alguns locais ao longo do condensador.

Capítulo 7

Conclusões

Neste trabalho apresentou-se um modelo para a simulação numérica de um condensador do tipo arame-sobre-tubo comumente utilizado em refrigeradores domésticos. Tais condensadores são relativamente complexos de serem modelados em razão dos escoamentos envolvidos. No interior do tubo considera-se a queda de pressão e o escoamento do fluido refrigerante é dividido em três regiões: de vapor superaquecido, de escoamento bifásico líquido-vapor e de escoamento de líquido sub-resfriado.

O modelo permite o cálculo, nos regimes permanente e transiente, das distribuições de fluxo de massa, massa específica do refrigerante, pressão, entalpia e temperatura do refrigerante, da temperatura da parede do tubo do condensador e da taxa total de transferência de calor. Para isso, as demais condições de operação e os parâmetros geométricos do condensador devem ser conhecidos. O método dos Volumes Finitos é usado na discretização das equações governantes e o sistema de equações algébricas resultante é solucionado iterativamente por substituições sucessivas, ponto a ponto ao longo do condensador, em cada instante de tempo.

O desenvolvimento deste trabalho levou às seguintes conclusões:

- As comparações entre os resultados obtidos pelo modelo e os dados experimentais foram prejudicadas, ou mesmo impedidas de serem realizadas em alguns casos, em virtude da falta de informações sobre as condições de operação e parâmetros geométricos na maioria dos trabalhos experimentais disponíveis na literatura;
- As comparações entre os resultados obtidos com o modelo e os dados experimentais de Ameen et al. (2005) demonstraram que o modelo subestima os locais de início e de término da mudança de fase ao longo do condensador;
- Os resultados obtidos com o presente modelo apresentaram boa concordância com aqueles obtidos por Hermes (2000);
- As distribuições de temperatura do refrigerante foram independentes da correlação usada para o cálculo da força de atrito, por unidade de volume, entre o refrigerante e a parede do tubo. Dessa forma, optou-se pela forma mais simples de avaliar esse termo que é usando a

viscosidade do líquido no cálculo do fator de atrito bifásico, f_{TP} ;

- As distribuições de temperatura do refrigerante também se mostraram independentes das correlações testadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico, nos casos avaliados no presente trabalho. A correlação de Shao e Granryd (1991) foi escolhida em razão de sua implementação mais simples no código computacional;
- As correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do ar, exercem um papel fundamental na modelagem do escoamento em condensadores arame-sobre-tubo, uma vez que a resistência à transferência de calor do lado do ar predomina sobre a do lado do refrigerante mudando de fase. A ordem de grandeza dos coeficientes externos de transferência de calor por convecção natural e por radiação é de 10, enquanto as ordens de grandeza dos coeficientes de transferência de calor na região bifásica e na região monofásica são, respectivamente, de 10^4 e de 10^2 ;
- O procedimento numérico usado na solução do sistema de equações governantes mostrou-se eficiente. O tempo de CPU para os casos analisados em condição de regime permanente foi em média de 2 s e para os casos de operação em condição transiente, foi em média de 10 h, em um computador Intel Pentium 4 de 3,2 GHz e 1,5 Gb de memória RAM.

Considerando as conclusões anteriores e as dificuldades que surgiram durante o desenvolvimento deste trabalho, observa-se que muitas áreas ainda devem ser pesquisadas para melhorar o entendimento dos fenômenos e, conseqüentemente, a modelagem de condensadores arame-sobre-tubo. Dessa forma, sugerem-se para trabalhos futuros:

- (i) a utilização de modelos mais sofisticados para o tratamento do escoamento do fluido refrigerante na região bifásica;
- (ii) a necessidade de melhorar a modelagem do escoamento do lado do ar, considerando, por exemplo, a implementação de um modelo distribuído para a análise do escoamento e da transferência de calor entre os tubos/aletas e o ar ambiente;
- (iii) construção de uma bancada experimental para a obtenção de um banco de dados confiáveis, que permita uma validação mais segura dos modelos computacionais.

Referências

AMEEN, A.; MOLLIK, S.A.; MAHMUD, K.; QUADIR, G.A.; SEETHARAMU, K.N. Numerical analysis and experimental investigation into the performance of a wire-on-tube condenser of a retrofitted refrigerator. **International Journal of Refrigeration**, Penang, v.29, n.3, p. 495 – 504, 2005.

BANSAL, P. K.; CHIN, T. C. Modelling and optimization of wire-and-tube condenser. **International Journal of Refrigeration**, Auckland, v.26, n.5, p.601-13, 2003.

BANSAL, P. K.; WICH J.; CHEN, T.; BROWNE, M. Design and modelling of new egg-crate-type forced flow evaporators in domestic refrigerators. **ASHRAE Transactions**, Auckland, v. 107, n.2, p. 204-211, 2001.

BOISSIEUX, X.; HEIKAL, M.R.; JOHNS, R.A. Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, part II: condensation. **International Journal of Refrigeration**, Brighton, v. 23, n. 5, p. 345 – 352, 2000.

CAREY, V. P. **Liquid-vapor phase-change phenomena**: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment. Hebron: Taylor & Francis, 1992. 645 p.

CAVALLINI, A.; DEL COL, 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.

CHURCHILL, S. W. Friction factor equation spans all fluid flow regimes. **Proceedings of 12th International Congress of Refrigeration**, Madrid, v.12, p. 1069-1077.

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

CYPERS, J. A.; CESS, R. D.; SOMERS, E. V. Heat transfer character of wire and tube heat exchangers. **Proceedings of Ashrae Semiannual Meeting**, New Orleans, v.45, p. 86-90, 1958.

GOSNEY, W. C. **Principles of refrigeration**. Cambridge: Cambridge University Press, 1982. 679 p.

HAJAL, J.; THOME, J. R.; CAVALLINI, A. Condensation in horizontal tubes, part 1: two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Lausanne, v. 46, n.118, p. 3349-3363, 2003.

ISLAMOGLU, Y. A new approach for the prediction of the heat transfer rate of the wire-on-tube type heat exchanger – use of an Artificial Neural Network Model. **Applied Thermal Engineering**, Sakarya, v. 23, n.2, p. 243-249, 2003.

HERMES, C. J. L. **Desenvolvimento de modelos matemáticos para a simulação numérica de refrigeradores domésticos em regime transiente**. 2000. 255 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2000.

HOKE, J. L.; CLAUSING, A. M.; SWOFFORD, T. D. An experimental investigation of convective heat transfer from wire-on-tube heat exchangers. **Journal of Heat Transfer**, Urbana, v. 119, n.2, p. 348-56, 1997.

KLEIN, F. H. **Desenvolvimento de um código computacional para análise do desempenho de refrigeradores domésticos**. 1998. 155f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1998.

LEFEVRE, E. J., EDE, A. J. Laminar Free Convection from the Outer Surface of a Circular Cylinder. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF APPLIED MECHANICS, 9, 1956, Brussels. **Proceedings...** Brussels: Nature, p. 1956. v. 4, 175-183.

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.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Rio de Janeiro : Livros Técnicos e Científicos Editora , 2004. 472p.

MCADAMS, W.; WOODS, W.; HEROMAN, L. Vaporization inside horizontal tubes. **ASME Transactions**, v. 64, n. 163, p. 193-200. 1942.

MCLINDEN, M. O.; KLEIN, S. A.; LEMMON, E. W.; PESKIN, A. P. **REFPROP thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures**. Washington: NIST Standard Database, 1998.

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.

PAPANEEK, W. J. **Convective film coefficients for a wire and tube heat exchanger**. Thesis (Ph. D in Mechanical Engineering) – Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, 1958.

PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1980. 214p.

PETTIT, N. B. O. L.; WILLATZEN M, PLOUG-SORENSEN, L. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator. **International Journal of Refrigeration**, Nordborg, v. 21, n. 5, p.

404-14, 1998.

QUADIR, G.A.; KRISHNAN, G.M.; SEETHARAMU, K.N. Modeling of wire-on-tube heat exchangers using finite element method. **School of Mechanical Engineering**, Malaysia, v. 38, n. 5, p. 417-434, 2002.

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.

TAGLIAFICO, L.; TANDA, G. Radiation and natural convection heat transfer from wire-and-tube heat exchangers in refrigeration appliances. **International Journal of Refrigeration**, Genova, v. 20, n. 7, p. 461-69, 1997.

TANDA, G.; TAGLIAFICO, L. Free convection heat transfer from wire-and-tube heat exchangers. **International Journal of Refrigeration**, Genova, v. 119, n. 2., p. 370-372, 1997.

THOME, J. R.; HAJAL, J.; CAVALLINI, A. Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Lausanne, v. 46, n. 18., p. 3365-3387, 2003.

WITZELL, O. W.; FONTAINE, W. E. What are the heat transfer characteristics of wire and tube condensers. **Refrigerating Engineering**, New York, v. 65, n. 127 p. 33-37, 1957.

Apêndice

Identificação do Padrão do Escoamento

No modelo proposto por Hajal, Thome e Cavallini (2003), o padrão local do escoamento é determinado de acordo com o seguinte procedimento:

- 1) Calcular a fração de vazão α segundo a média logarítmica simples, dada por,

$$\alpha = \frac{\alpha_h - \alpha_{ra}}{\ln\left(\frac{\alpha_h}{\alpha_{ra}}\right)} \quad (1)$$

na qual α_h , chamada fração de vazão do modelo homogêneo, dada por,

$$\alpha_h = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)\right]^{-1} \quad (2)$$

e α_{ra} é a fração de vazão do modelo drift-flux de Rouhani e Axelsson (1970), cuja versão para tubos horizontais é apresentada por Steiner (1993), como,

$$\alpha_{ra} = \frac{x}{\rho_v} \left(\left[1 + 0,12(1-x)\right] \left[\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right] + \frac{1,18(1-x)[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0,25}}{G\rho_l^{0,5}} \right)^{-1} \quad (3)$$

sendo g a aceleração da gravidade [m²/s] e σ a tensão superficial [N/m].

- 2) Calcular as áreas de líquido e vapor adimensionais, A_{ld} e A_{vd}

$$A_{ld} = \frac{A_l}{d_i^2}, \quad A_{vd} = \frac{A_v}{d_i^2} \quad (4)$$

nas quais $A_l = A(1 - \alpha)$ e $A_v = A\alpha$.

- 3) Determinar o ângulo de estratificação, θ_{st} , por meio da equação,

$$\theta_{st} = 2\pi - 2 \left(\begin{array}{l} \pi(1 - \alpha) + \left(\frac{3\pi}{2}\right)^{1/3} \left[1 - 2(1 - \alpha) + (1 - \alpha)^{1/3} - \alpha^{1/3}\right] \\ - \frac{1}{200}(1 - \alpha)\alpha[1 - 2(1 - \alpha)] \left[1 + 4((1 - \alpha)^2 + \alpha^2)\right] \end{array} \right) \quad (5)$$

- 4) Calcular a altura adimensional do líquido, h_{ld} , e o comprimento da interface, $P_{int,d}$, utilizando, respectivamente, as equações

$$h_{ld} = 0,5 \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi - \theta_{st}}{2}\right) \right) \quad (6)$$

$$P_{int,d} = \sin\left(\frac{2\pi - \theta_{st}}{2}\right) \quad (7)$$

- 5) Calcular o fluxo de massa de transição para o escoamento ondulado, G_{ond} ,

$$G_{ond} = \left\{ \frac{16A_{vd}^3 g d_i \rho_l \rho_v}{x^2 \pi^2 (1 - (2h_{ld} - 1)^2)^{0,5}} \left[\frac{\pi^2}{25h_{ld}^2} \left(\frac{We}{Fr}\right)_l^{-1,023} + 1 \right] \right\}^{0,5} + 50 - 75e^{\frac{-(x^2 - 0,97)^2}{x(1-x)}} \quad (8)$$

na qual a razão entre o número de Weber e o número de Froude de líquido, $(We/Fr)_l$, é dada por,

$$\left(\frac{We}{Fr}\right)_l = \frac{gd_i^2 \rho_l}{\sigma} \quad (9)$$

6) Calcular o fluxo de massa de transição para o escoamento estratificado, G_{st}

$$G_{st} = \left\{ \frac{(226,3)^2 A_{ld} A_{vd}^2 \rho_v (\rho_l - \rho_v) \mu_l g}{x^2 (1-x) \pi^3} \right\}^{1/3} + 20x \quad (10)$$

A transição entre os escoamentos intermitente e anular é caracterizada no mapa como uma linha vertical, chamada x_{IA} , a qual é determinada pela equação,

$$x_{IA} = \left\{ \left[0,2914 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-1/1,75} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{-1/7} \right] + 1 \right\}^{-1} \quad (11)$$

7) Calcular o fluxo de massa de transição para o escoamento misto, G_{mist} e para o escoamento em bolhas G_{bo} , respectivamente, como,

$$G_{mist} = \left\{ \frac{7680 A_{vd}^2 g d_i \rho_l \rho_v \left(\frac{Fr}{We} \right)_l}{x^2 \pi^2 \xi} \right\}^{0,5} \quad (12)$$

$$G_{bo} = \left\{ \frac{256 A_{vd} A_{ld}^2 d_i^{1,25} \rho_l (\rho_l - \rho_v) g}{0,3164 (1-x)^{1,75} \pi^2 P_{int,d} \mu_l^{0,25}} \right\}^{1/1,75} \quad (13)$$

Na Equação (12) o fator ξ é dado por,

$$\xi = \left[1,138 + 2 \log \left(\frac{\pi}{1,5 A_{ld}} \right) \right]^{-2} \quad (14)$$

8) Identificar o padrão de escoamento para um dado fluxo de massa G e título x , utilizando a seguinte lógica:

- Escoamento anular existe se $G > G_{ond}$, $G < G_{mist}$ e $x > x_{IA}$;
- Escoamento intermitente existe se $G > G_{ond}$, $G < G_{mist}$ ou $G < G_{bo}$ e $x < x_{IA}$;
- Escoamento estratificado-ondulado existe se $G_{st} < G < G_{ond}$;
- Escoamento plenamente estratificado existe se $G < G_{st}$;
- Escoamento misto existe se $G > G_{mist}$.