



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**MODELAGEM DO ESCOAMENTO TRANSIENTE AO
LONGO DE TROCADORES DE CALOR TUBO
CAPILAR-LINHA DE SUCÇÃO**

Rúbia Aparecida Navas

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de **Mestre em Engenharia Mecânica**

Orientador: Prof. Dr. André Luiz Seixlack

Ilha Solteira, Dezembro de 2004.

*Dedico esta dissertação de mestrado
aos meus pais, José e Shirlei e ao meu
noivo, Júnior pelo amor dado nesta
etapa tão importante em minha vida.*

*" De tudo ficaram três coisas...
- A certeza de que estamos começando...
- A certeza de que é preciso continuar...
- A certeza de que podemos ser
- interrompidos antes de terminar...
Façamos, da interrupção um caminho novo...
Da queda, um passo de dança...
Do medo, uma escada...
Do sonho, uma ponte...
Da procura, um encontro!"
(Fernando Sabino)*

Agradecimentos

Agradeço a Deus por ter me dado a vida, forças para realizar este trabalho e uma esperança para o futuro.

Ao meu orientador Prof. Dr. André Luiz Seixlack pela excelente orientação, discussões enriquecedoras, consideração, paciência, apoio em todas as situações.

Ao Prof. Dr. João Batista Campos Silva e ao Prof. Dr. Gilmar Guimarães pela participação na Banca Examinadora.

Aos professores José Luiz Gasche, Emanuel Rocha Woiski e Sérgio Said Mansur pelos novos ensinamentos.

Aos novos amigos que aqui encontrei, em especial Edlene, Luciene, Flávia, Marco Donisete, Estaner, Elias, pela ajuda atribuída sempre que necessário .

A todos os colegas, professores e funcionários do programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica do Campus de Ilha Solteira pela amizade.

Em especial, à minha família pelo constante incentivo e apoio incondicional.

E a todos que de alguma forma contribuíram para que este trabalho acontecesse.

Muito Obrigada.

Rúbia Aparecida Navas, Dezembro de 2004.

SUMÁRIO

Lista de Figuras, xv

Lista de Tabelas, xix

Lista de Símbolos, xxi

Resumo, xxv

Abstract, xxvii

CAPÍTULO 1 Introdução, 1

1.1 - Generalidades Sobre os Tubos Capilares e os Trocadores de Calor-Linha de Sucção, 3

1.2 - Revisão Bibliográfica, 12

1.3 - Objetivos, 16

1.4 - Esboço da Dissertação, 16

CAPÍTULO 2 Modelo Matemático, 19

2.1 - Introdução, 19

2.2 - Equações Governantes, 20

2.3 - Condições Iniciais e Critério de Bloqueio, 28

2.4 - Relações Constitutivas, 31

CAPÍTULO 3 Metodologia de Solução, 37

3.1 - Introdução, 37

3.2 - Discretização das equações governantes, 38

3.3 - Procedimentos de Solução, 44

CAPÍTULO 4 Resultados e Discussão, 49

4.1 - Dados Experimentais, 49

4.2 - Comparação com Dados Experimentais – Regime Permanente, 51

4.3 - Resultados para o Modelo Quase-Estático, 59

4.4 - Resultados para o Regime Transiente, 64

CAPÍTULO 5 Conclusões, 73

Referências Bibliográficas, 77

APÊNDICE Propriedades Termodinâmicas e Termofísicas do Fluido Refrigerante HFC-134, 83

1 - Propriedades na Região de Saturação – HFC-134a, 83

2 - Propriedades na Região de Vapor Superaquecido – HFC-134a, 87

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1.1 - Esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. 4
- Figura 1.2 - Representação esquemática dos estados termodinâmicos ao longo de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. 5
- Figura 1.3 - Distribuição de pressão ao longo de um tubo capilar adiabático (Bolstad e Jordan, 1948). 6
- Figura 1.4 - Escoamento bloqueado ao longo de um tubo capilar. 7
- Figura 1.5 - Distribuições de temperatura e pressão medidas ao longo de um tubo capilar adiabático (Mikol, 1963). 9
- Figura 1.6 - Esquema de um sistema de refrigeração com trocador de calor tubo capilar-linha de sucção. 10
- Figura 1.7 - Esquemas de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção:(a) concêntrico, (b) lateral. 11
- Figura 2.1 - Volume de controle para o balanço de quantidade de movimento no tubo capilar. 22
- Figura 2.2 - Volume de controle para o balanço de energia do refrigerante no tubo capilar. 22
- Figura 2.3 - Volume de controle para o balanço de energia na parede do tubo capilar. 24
- Figura 2.4 - Volume de controle para o balanço de energia na linha de sucção. 25
- Figura 2.5 - Diagrama esquemático pressão-entalpia para a representação dos estados termodinâmicos do fluido refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção. 28
- Figura 2.6 - Esquema de conexão de entrada do tubo capilar. 29
- Figura 3.1 - Volumes de controle ao longo do tubo capilar e da linha de sucção para uma trocador de calor lateral. 38

Figura 4.1 - Comparação entre os perfis de temperatura medidos por (Zangari, 1998) e calculados: tubo capilar B – trocador de calor 04 ($p_e=902$ kPa, $\Delta T_{sub}=7,7^\circ\text{C}$, $T_{e,s}=-3,2^\circ\text{C}$). 53

Figura 4.2 - Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Zangari, 1998) e calculados: tubo capilar A – trocador de calor 08 ($p_e=1402$ kPa, $\Delta T_{sub}=10,1^\circ\text{C}$, $T_{e,s}=-10,3^\circ\text{C}$). 54

Figura 4.3 - Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Zangari, 1998) e calculados: tubo capilar C – trocador de calor 13 ($p_e=901$ kPa, $\Delta T_{sub}=8,0^\circ\text{C}$, $T_{e,s}=-3,5^\circ\text{C}$). 54

Figura 4.4 - Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Zangari, 1998) e calculados: tubo capilar D – trocador de calor 15 ($p_e=1399$ kPa, $\Delta T_{sub}=10,1^\circ\text{C}$, $T_{e,s}=-11,2^\circ\text{C}$). 55

Figura 4.5 - Distribuição de pressão ao longo do tubo capilar D – trocador de calor 15. 56

Figura 4.6. – Diagrama p-h: tubo capilar D – trocador de calor 15. 56

Figura 4.7. - Comparação entre os perfis de temperatura medidos por (Mendonça, 1996) e calculados: tubo capilar A–trocador de calor 01 ($p_e=90,6$ kPa, $\Delta T_{sub}=10,4^\circ\text{C}$, $T_{e,s}=-10,9^\circ\text{C}$). 57

Figura 4.8 - Comparação entre os perfis de temperaturas medido por (Mendonça 1996) e calculados: tubo capilar B–trocador de calor 04 ($p_e=901,7$ kPa, $\Delta T_{sub}=10,1^\circ\text{C}$, $T_{e,s}=-8,9^\circ\text{C}$). 58

Figura 4.9 - Comparação entre as vazões em massa medidas (Zangari, 1998) e calculadas: trocador de calor concêntrico. 59

Figura 4.10 - Comparação entre as vazões em massa medidas (Mendonça ,1996) e calculadas: trocador de calor lateral. 60

Figura 4.11 - Variação da vazão em massa em função do tempo: trocadores de calor concêntricos. 62

Figura 4.12 - Figura 4.12 – (a) Diagrama pressão-entalpia e distribuições de: (b) temperatura; (c) pressão e (d) título ao longo do tubo capilar A – trocador de calor concêntrico 20. 63

Figura 4.13 - (a) Diagrama pressão-entalpia e distribuições de: (b) temperatura; (c) pressão e (d) título ao longo do tubo capilar A – trocador de calor lateral 01. 64

Figura 4.14 - Variações da vazão em massa em função do tempo calculado pelos modelos transiente e quase-estático. 66

- Figura 4.15 - Diagrama pressão-entalpia para a comparação entre o modelo quase-estático e o regime transiente. 67
- Figura 4.16 - Perfis de temperatura ao longo do tubo capilar: comparação entre os modelos transiente e quase-estático. 68
- Figura 4.17 - Perfis de pressão ao longo do tubo capilar: comparação entre os modelos transiente e quase-estático. 69
- Figura 4.18 - -- Condições prescritas do refrigerante na entrada do tubo capilar. 70
- Figura 4.19 - Variações ao longo do tempo das vazões em massa de refrigerante: modelo transiente e quase-estático. 71
- Figura 4.20 - Variações ao longo do tempo das vazões em massa de refrigerante para diferentes constantes de tempo. 72
- Figura 1 - Massa específica do refrigerante em função da pressão e temperatura. 88
- Figura 2 - Entalpia do refrigerante em função da pressão e temperatura. 90
- Figura 3 - Temperatura do refrigerante em função da pressão e entalpia. 92
- Figura 4 - Temperatura do refrigerante em função da pressão e entalpia. 93

LISTA DE TABELAS

- Tabela 4.1 - Características geométricas dos trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção laterais (Mendonça, 1996). 51
- Tabela 4.2 - Características geométricas dos trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção concêntricos (Zangari, 1998). 52
- Tabela 4.3 - Condições de entrada no regime permanente para os trocadores de calor concêntricos da Fig. 4.11. 61
- Tabela 4.4 - Condições de entrada no regime permanente para os trocadores de calor concêntricos da Fig. 4.13. 66
- Tabela 1 - Valores utilizados na determinação dos coeficientes a_n McLinden et al. (1998). 87
- Tabela 2 - Valores utilizados na determinação dos coeficientes a_n McLinden et al. (1998). 89
- Tabela 3 - Valores utilizados na determinação dos coeficientes a_n McLinden et al. (1998). 91
- Tabela 4 - Valores utilizados na determinação dos coeficientes a_n McLinden et al. (1998). 92

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área, m ²
A _{c,c}	área da coroa do capilar, m ²
A _{c,s}	área da coroa da linha de sucção, m ²
A _{i,c}	área interna do capilar, m ²
A _s	área da linha de sucção, m ²
d	diâmetro, m
d _h	diâmetro hidráulico
<i>f</i>	fator de atrito
G	fluxo de massa, kg/m ² s
Gr	número de Grashof
h	entalpia por unidade de massa, J/kg
h ₀	entalpia de estagnação, kJ/kg
H	coeficiente de transferência de calor convectivo, W/m ² K
K	condutividade térmica, W/mK
L	comprimento do tubo capilar, m
L _e	região de entrada, m
L _{tc}	região do trocador de calor, m
L _s	região de saída, m
Nu	número de Nusselt
p	pressão, N/m ²
P	perímetro, m
Pr	número de Prandtl

q	taxa de transferência de calor, W
Ra	número de Rayleigh
Re	número de Reynolds
T	temperatura, K
u	velocidade média do refrigerante, m/s
x	título da mistura líquido-vapor
z	coordenada ao longo do tubo, m

Símbolos Gregos

α	fração de vazio
β	coeficiente de expansão térmica, 1/K
ε	rugosidade absoluta
ρ	massa específica, kg/m ³
μ	viscosidade absoluta, m ² /s
φ	fator de concentração

Subscritos

a	ambiente
c	capilar
l	líquido

rc	refrigerante no capilar
rs	refrigerante na linha sucção
s	linha de sucção
v	vapor
wc	parede do capilar
ws	parede da linha de sucção

Sobrescritos

o	refere-se a valores estimados ou calculados na iteração anterior
---	--

Números Adimensionais

$Nu = \frac{Hd}{K}$	Número de Nusselt
---------------------	-------------------

$Pr = \frac{\mu c_p}{K}$	Número de Prandtl
--------------------------	-------------------

$Re = \frac{Gd}{\mu}$	Número de Reynolds
-----------------------	--------------------

$Gr = \frac{g\beta(T_{sup} - T_{\infty})L^3}{\nu^2}$	Número de Grashof
--	-------------------

$Ra = Gr Pr$	Número de Rayleigh
--------------	--------------------

RESUMO

NAVAS, R. A., 2004, “Modelagem do Escoamento Transiente ao Longo de Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção”, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Ilha Solteira – SP, Brasil, 121 p.

Nesse trabalho apresenta-se um modelo numérico para a simulação do escoamento transiente de fluidos refrigerantes no interior de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção. Os tubos capilares são largamente usados como dispositivos de expansão em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar de pequeno porte. A análise do comportamento dinâmico do escoamento é de fundamental importância, pois os tubos capilares são usados em sistemas de refrigeração, que geralmente são controlados pelo método liga-desliga. O tubo capilar e a linha de sucção são considerados retos, horizontais e com diâmetros constantes e o escoamento é assumido unidimensional. O escoamento ao longo do tubo capilar é dividido em uma região onde o fluido refrigerante encontra-se no estado de líquido sub-resfriado e outra de escoamento bifásico líquido-vapor. O escoamento bifásico é considerado homogêneo e o fenômeno de metaestabilidade é desconsiderado. Uma variação do método de volumes finitos é usada na discretização das equações governantes. A solução do sistema de equações diferenciais é obtida ao longo dos tubos até que a condição de bloqueio seja alcançada, ou até que a pressão de evaporação seja atingida, caso o escoamento não esteja bloqueado. O modelo permite o cálculo, nos regimes permanente e transiente, da vazão em massa de fluido refrigerante ao longo dos tubos, das distribuições locais de pressão e do título ao longo do tubo capilar e de temperatura do refrigerante e temperatura da parede dos tubos capilar e linha de sucção, conhecidas a geometria dos tubos e as demais condições de operação. Os resultados obtidos para a condição de regime permanente são comparados com dados experimentais disponíveis na literatura. Para esses casos, o desvio relativo médio encontrado para as vazões foi de 8,6 % para trocadores de calor concêntricos e 5,7 % para trocadores de calor laterais. Os resultados obtidos para a situação transiente são comparados com aqueles de um modelo quase-estático, obtendo-se diferenças em média de 2 % entre os valores calculados de vazão em massa.

ABSTRACT

NAVAS, R. A., 2004, "Modeling of Transient Flow Through Capillary Tube-Suction Line Heat Exchangers", M.Sc. Thesis, Department of Mechanical Engineering, São Paulo State University "Júlio de Mesquita Filho", Ilha Solteira – SP, Brazil, 121 p.

This work presents a numerical model to simulate the unsteady refrigerant flow through capillary tube-suction line heat exchangers. Capillary tubes are commonly used as expansion devices in small refrigeration and air conditioning systems. Analysis of the flow dynamic behavior is very important, since the capillary tubes are used in refrigeration systems which generally are controlled by on-off method. Capillary tubes and suction lines are considered straight and horizontal with constant inner diameter, and the flow is assumed one-dimensional. The flow through the capillary tube is divided into a single-phase and a two-phase flow region. The homogeneous model is employed for the two-phase flow region, neglecting metastable flow phenomenon. The system of differential equations is solved using a modified finite volume method. The solution of the resulting system of discretized equations is marching along the tube until either choked flow or the established evaporation pressure is reached first. The model allows predicting, in steady and unsteady states, refrigerant mass flow rates, pressure, quality, refrigerant and wall temperatures distributions along the tubes, as a function of the heat exchanger geometry and operating conditions. Experimental data from the literature for steady flow are compared and discussed with numerical results. The discrepancies between measured and calculated mass flow rate has been found to be about 8,6 %, for concentric heat exchangers, and 5,7 % for lateral heat exchangers. Additionally comparisons between the transient and quasi-steady modeling approaches are presented, and the values for the numerically evaluated mass flow rates have differed by about 2 %.

INTRODUÇÃO

Nos dias atuais os sistemas de refrigeração e ar condicionado estão presentes na maioria dos setores da atividade humana. Tais sistemas permitem a melhoria das condições de conforto térmico e, aliado a isso, os bens de consumo podem ser produzidos com melhor qualidade, maior rapidez e economia em ambientes cujas condições são controladas adequadamente. Na verdade, atualmente muitos produtos não poderiam ser produzidos se a temperatura, umidade e a qualidade do ar não fossem controladas dentro de limites estreitos.

O grande desenvolvimento da indústria da refrigeração deveu-se, principalmente, à utilização dos fluidos refrigerantes halogenados, os clorofluorcarbonos. Esses refrigerantes, também conhecidos como CFC's em alusão à sua constituição química: cloro, flúor e carbono, possuem propriedades excepcionais para uso em sistemas de refrigeração. São quimicamente muito estáveis e não reagem com a maioria dos materiais, incluindo os óleos lubrificantes. Além disso, não são inflamáveis nem explosivos, apresentam uma toxicidade muito baixa e possuem características térmicas e termodinâmicas muito boas.

No entanto, em razão do efeito dos CFC's sobre a camada de ozônio da estratosfera e a uma maior conscientização da população a respeito da necessidade de se preservar o meio ambiente, a produção dessas substâncias deverá ser encerrada em um prazo de tempo relativamente curto.

Em 1987 foi estabelecido o Protocolo de Montreal, assinado por vários países e substancialmente revisto em 1990 e 1992, que estabelece a redução progressiva, até a eliminação total, da produção e uso de substâncias que afetam a camada de ozônio, entre elas os CFC's e os hidrofluorcarbonos, HFC's. Mais tarde, muitos outros países aderiram ao Protocolo, inclusive o Brasil. Os CFC's, com produção proibida desde 1996 nos países desenvolvidos e com permissão de produção até 2010 em países em desenvolvimento, são considerados os principais

responsáveis pela destruição da camada de ozônio da estratosfera.

Em 1997 foi assinado o Protocolo de Kioto por 160 nações, limitando a emissão de seis gases e estabelecendo um cronograma para que alguns países industrializados reduzam a emissão de HFC's, mas continuem emitindo CO₂ e outros, continuem emitindo HFC's, diminuindo a emissão de CO₂, com o objetivo de controlar o efeito estufa.

A comunidade científica vem realizando nos últimos quinze anos um grande esforço, objetivando a substituição dos CFC's e mais recentemente, também dos HCFC's - hidroclorofluorcarbonos, em especial o HCFC-22, ou R-22, o mais usado nas instalações brasileiras, segundo Pinheiro (2001). Várias alternativas têm surgido, a maioria da família dos hidrocarbonetos halogenados, tanto como substâncias puras ou como misturas binárias ou ternárias.

Além disso, com o aumento da preocupação em relação ao efeito estufa, os refrigerantes naturais, tais como o dióxido de carbono, CO₂, a amônia, NH₃ e alguns hidrocarbonetos têm sido cogitados pela comunidade científica.

Observa-se, então, que desde o estabelecimento do Protocolo de Montreal, a indústria da refrigeração enfrenta um grande desafio em relação á busca de fluidos refrigerantes menos agressivos ao meio ambiente. Além disso, a necessidade de fontes energéticas não poluentes e a melhoria do desempenho termodinâmico de alguns equipamentos têm motivado a realização de inúmeras pesquisas e de grandes investimentos na análise do comportamento dos componentes dos sistemas de refrigeração e ar-condicionado. Dentre esses componentes, os compressores, os trocadores de calor (evaporadores e condensadores) e os dispositivos de expansão, em particular os tubos capilares, têm sido extensivamente analisados nos últimos anos.

Em virtude das diferenças entre as propriedades termodinâmicas e de transporte dos CFC's e dos fluidos alternativos, torna-se necessário o conhecimento das características do escoamento desses novos refrigerantes ao longo de cada um dos componentes do sistema de refrigeração, visando a otimização de seus desempenhos. Essa é a principal motivação do presente trabalho, especificamente em relação aos tubos capilares, quando formam com a linha de sucção do compressor um trocador de calor usado nos sistemas de refrigeração de pequeno porte.

Neste capítulo, apresentam-se algumas generalidades sobre os tubos capilares e os trocadores de calor formados com a linha de sucção, suas vantagens e desvantagens e uma análise qualitativa do escoamento ao longo desses tubos. Em seguida, apresenta-se uma revisão

bibliográfica sobre o assunto, os objetivos e um breve esboço da dissertação.

1.1 Generalidades Sobre os Tubos Capilares e os Trocadores de Calor Tubo Capilar - Linha de Sucção

Os tubos capilares são largamente usados como dispositivos de expansão em sistemas de refrigeração por compressão de vapor de pequeno porte, com capacidade máxima da ordem de 10 kW (34130 Btu/h), tais como refrigeradores e *freezers* domésticos, desumidificadores e aparelhos de ar condicionado. Esses tubos geralmente são de cobre, obtidos por trefilação e possuem comprimentos entre 1,0 e 6,0 m e diâmetros variando entre 0,5 e 2,0 mm.

Em razão de sua grande influência sobre o desempenho do ciclo de refrigeração, os tubos capilares têm sido fonte de várias pesquisas, que têm proporcionado grandes melhorias no entendimento do escoamento em seu interior. As investigações realizadas, contando com técnicas experimentais e simulações numéricas cada vez mais avançadas, refletem-se diretamente no aperfeiçoamento do projeto e dimensionamento desses dispositivos.

Em virtude de sua simplicidade, os tubos capilares apresentam um custo reduzido e possuem outras vantagens, como a de permitir a operação em ciclo reverso, a ausência de partes móveis e ainda propiciam a equalização das pressões do sistema durante os períodos de parada, possibilitando o uso de um motor de acionamento do compressor com menor torque de partida.

Tendo em vista os problemas causados pelos CFC's e HFC's e os acordos já realizados por meio dos Protocolos anteriormente mencionados, duas alternativas se apresentam: a substituição dos fluidos refrigerantes ou a mudança da tecnologia de refrigeração.

Em função de suas vantagens, dificilmente os tubos capilares irão ser substituídos a curto e médio prazo, tornando-se evidente que a alternativa mais viável será a busca de novos refrigerantes. Dessa forma, cada vez mais torna-se necessário uma melhor compreensão dos fenômenos complexos presentes no escoamento de fluidos refrigerantes no interior de tubos capilares.

Embora apresentem as vantagens mencionadas anteriormente, os tubos capilares não são ajustáveis para atender condições de carga térmica distintas e são projetados para uma faixa de condições de operação. Com isso, estão sujeitos a uma redução de eficiência operacional caso

ocorram variações de carga térmica ou de temperatura de condensação em relação às condições de projeto. Outras desvantagens são: a possibilidade de obstrução por partículas e a exigência de uma carga de refrigerante dentro de limites estreitos. Essa última condição justifica o seu uso em unidades herméticas nas quais a possibilidade de vazamentos é mínima.

Na figura 1.1 é mostrado esquematicamente um sistema de refrigeração padrão por compressão de vapor, no qual se observa a posição relativa dos quatro principais componentes: o compressor, o condensador, o evaporador e o dispositivo de expansão, neste caso um tubo capilar.

Durante o ciclo de refrigeração, o refrigerante é mantido em baixa pressão no evaporador e em alta pressão no condensador, em razão da ação contínua do compressor e do dispositivo de expansão. O tubo capilar tem um papel fundamental no ciclo, pois reduz a pressão do fluido refrigerante, desde aquela de condensação até a de evaporação, e controla a vazão em massa de refrigerante que entra no evaporador.

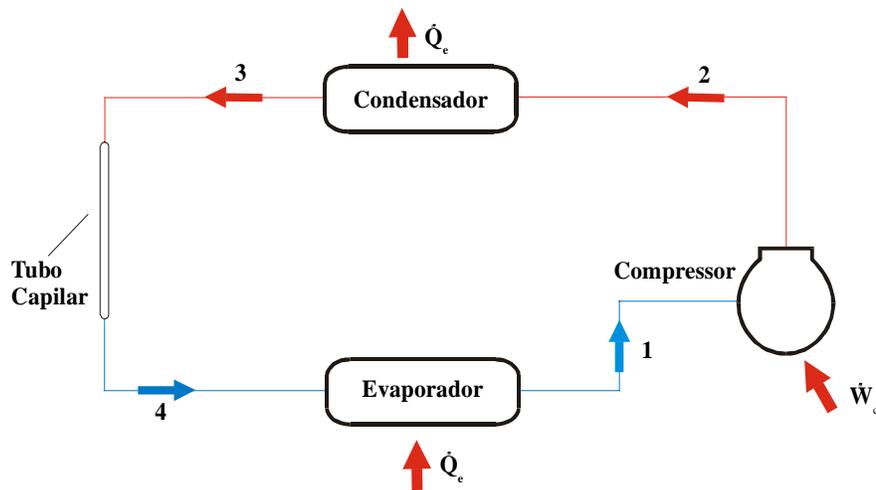


Figura 1.1 - Esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

O fluido refrigerante passa por vários estados termodinâmicos ao longo de um ciclo de refrigeração. Tais estados são mostrados esquematicamente na Fig. 1.2. Vapor, no estado superaquecido (1), ou saturado (1'), na pressão de evaporação, é comprimido até a pressão de condensação (2), quando vapor em alta temperatura e pressão, entra no condensador. O refrigerante no estado líquido sub-resfriado (3), ou de líquido saturado (3'), deixa o condensador,

quando então a pressão é reduzida ao longo do dispositivo de expansão. Nesse processo de expansão, o fluido refrigerante é parcialmente vaporizado e a mistura líquido-vapor resultante no ponto (4) entra no evaporador, onde absorve calor do fluido ou do meio a ser refrigerado, retornando assim ao estado (1) ou (1').

Observa-se que, o escoamento no interior do tubo capilar – trecho 3–4 mostrado na Fig. 1.2 – é dividido em duas regiões: uma em que o refrigerante encontra-se no estado líquido sub-resfriado - região líquida - e outra na qual ocorre escoamento bifásico líquido-vapor, com vaporização contínua do refrigerante até a saída do tubo.

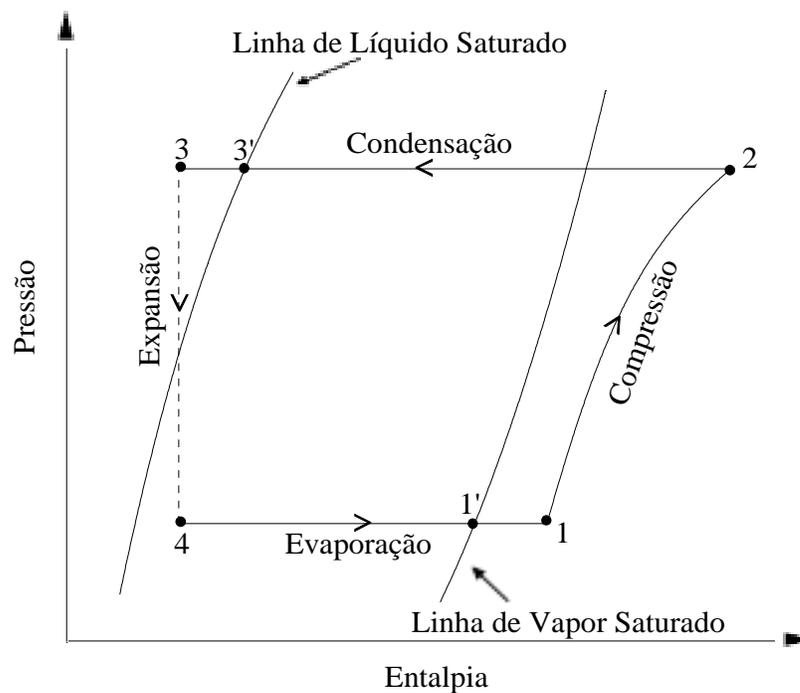


Figura 1.2 - Representação esquemática dos estados termodinâmicos ao longo de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Considerando um tubo capilar adiabático e líquido sub-resfriado em sua entrada, as distribuições de pressão medida experimentalmente e de pressão de saturação relativa à temperatura medida ao longo de seu comprimento, são análogas às mostradas na Fig. 1.3 (Bolstad e Jordan, 1948).

Observa-se na Fig. 1.3 a ocorrência de uma pequena queda de pressão na entrada do tubo

capilar, entre os pontos 1 e 2. Entre os pontos 2 e 3, região líquida, o decréscimo de pressão é linear, enquanto a temperatura mantém-se aproximadamente constante. O ponto 3, sob condições de equilíbrio termodinâmico, corresponde ao início da vaporização do fluido refrigerante, no qual o escoamento alcança a condição de saturação, ou seja, a pressão nesse ponto é igual à de saturação em relação à temperatura de entrada.

A partir do ponto 3 em direção ao final do tubo, as linhas de pressão medida e pressão de saturação tornam-se coincidentes e a redução de pressão é consideravelmente maior, em razão da aceleração e dos efeitos causados pelo atrito no escoamento bifásico. Entre a saída do tubo capilar, ponto 4, e o evaporador, ponto 5, observa-se uma redução significativa de pressão.

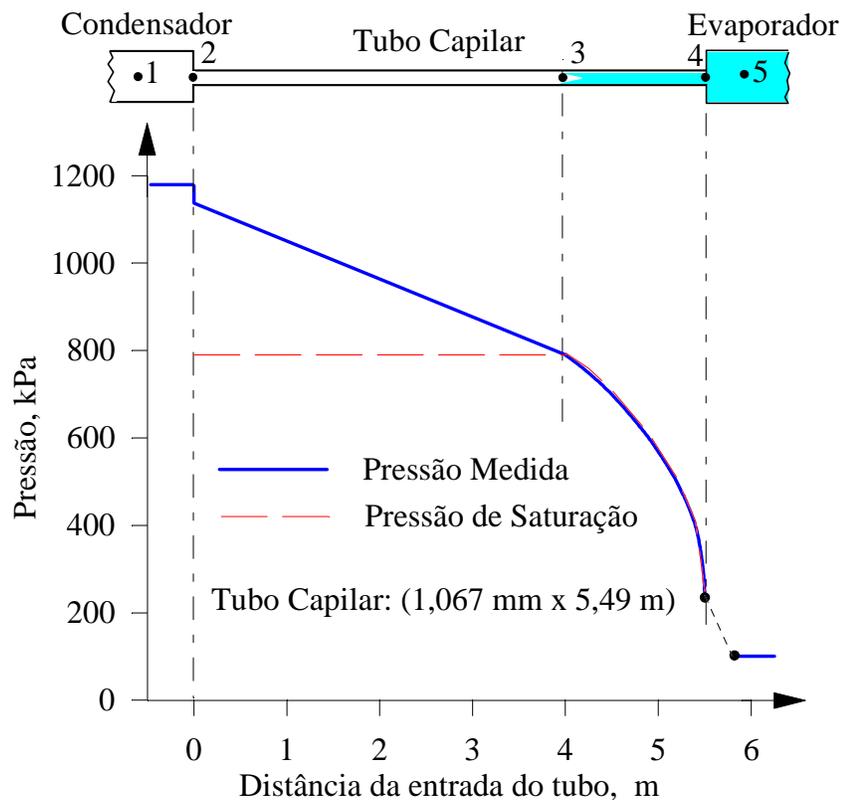


Figura 1.3 - Distribuições de pressão ao longo de um tubo capilar adiabático

(Bolstad e Jordan, 1948).

O escoamento no interior de um tubo capilar apresenta valores para o número de Reynolds entre 4×10^3 e 20×10^3 e frequentemente, vários pesquisadores têm verificado a existência da

condição de *escoamento crítico* ou *escoamento bloqueado* na saída de tubo capilares.

No escoamento monofásico a ocorrência de um distúrbio, tal como a variação da pressão a jusante do escoamento, é transmitida através de um fluido compressível por meio de ondas, cuja velocidade local é a do som relativa ao movimento do fluido (James, 1984). Para o escoamento subsônico, essas ondas propagam-se com uma velocidade maior que a do escoamento e a variação na pressão a jusante pode ser "comunicada" à região a montante do fluido.

Tal "comunicação", porém, não é realizada caso a velocidade do fluido seja igual ou superior à velocidade do som, uma vez que as ondas não conseguem se propagar através do fluido e o escoamento é então conhecido como *crítico* ou *bloqueado*. Portanto, no escoamento monofásico a vazão em massa crítica é calculada usando a velocidade do som no fluido.

Nos escoamentos bifásicos ou multifásicos, a situação é mais complexa, em razão da formação de novas interfaces, nucleação, diferentes regimes de escoamento e diferentes velocidades e temperaturas entre as fases, o que dificulta o cálculo da velocidade do som nesses escoamentos.

Para os tubos capilares, caso a condição de escoamento crítico seja alcançada, quaisquer reduções subseqüentes na pressão de evaporação não exercem influência sobre o fluxo de massa de refrigerante e o escoamento ao longo do tubo não pode mais ser acelerado, vide Fig. 1.4. Somente acima do valor crítico uma redução de pressão no evaporador implica em um aumento do fluxo de massa. O valor da pressão correspondente à condição crítica tem grande importância para a correta determinação do fluxo de massa de refrigerante ao longo do tubo capilar.

Uma complexidade adicional no estudo do escoamento ao longo de tubos capilares é o fenômeno de *metaestabilidade*, que é uma condição de não-equilíbrio termodinâmico caracterizada pela presença de líquido em um escoamento no qual o par de propriedades pressão-temperatura indica que dever-se-ia ter atingido o estado de saturação e, conseqüentemente, ocorrido a formação de vapor.

Estudos experimentais mostram que um atraso na vaporização do fluido refrigerante ocorre em alguns casos, ou seja, a pressão de saturação é atingida mas o fluido permanece na fase líquida até que as condições de desequilíbrio termodinâmico tornem-se críticas, quando vibrações, presença de partículas dispersas no escoamento ou então a rugosidade superficial da parede do tubo fornecem condições para a nucleação das bolhas. O atraso na vaporização influencia o desempenho do tubo capilar porque aumenta a extensão da região líquida,

aumentando a vazão de fluido refrigerante.

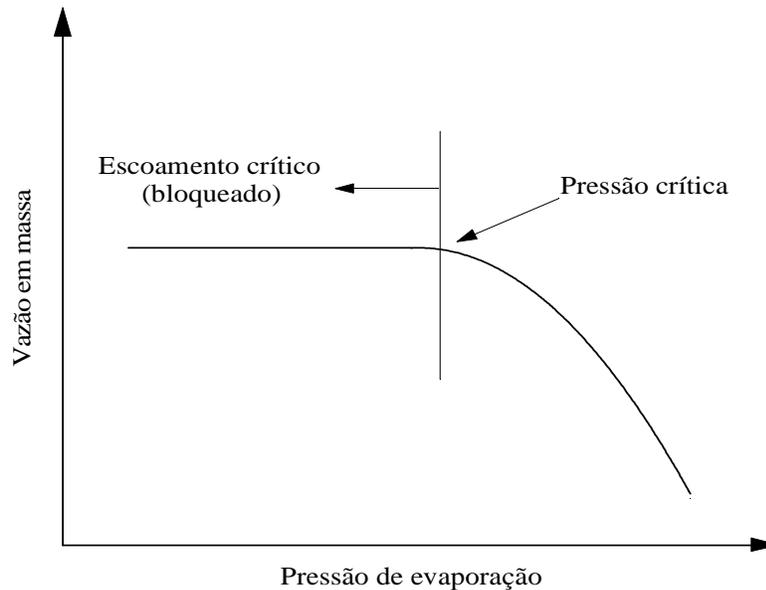


Figura 1.4 - Escoamento bloqueado ao longo de um tubo capilar.

Um estudo experimental detalhado do escoamento monofásico e do escoamento bifásico em tubos capilares, foi realizado por Mikol (1963). Nesse trabalho, realizaram-se medições de pressão e temperatura ao longo de tubos capilares de cobre e os fenômenos de escoamento bloqueado e de metaestabilidade foram observados nas medições realizadas.

As distribuições de temperatura e pressão, para um dos casos obtidos por Mikol (1963), são mostradas na Fig. 1.5. Nessa figura as escalas são tais que, na saturação, pressão e temperatura são coincidentes. Caso a curva de pressão esteja acima da curva de temperatura, a pressão medida é maior do que a de saturação correspondente àquela temperatura, ocorrendo o inverso caso a curva de pressão esteja abaixo da curva de temperatura.

Na figura 1.5 observa-se uma região de escoamento metaestável ou de não-equilíbrio termodinâmico, trechos II e III, que foi descrita por Mikol (1963) como a região onde o refrigerante persiste no estado líquido em pressões inferiores à pressão de saturação correspondente à sua temperatura. O ponto de inflexão 3, é o ponto onde a temperatura diminui subitamente, devido à vaporização do fluido refrigerante e à absorção de calor latente.

Observa-se também na Fig. 1.5, que o equilíbrio termodinâmico somente é restabelecido

após o ponto 4, no qual as curvas que indicam a temperatura e a pressão do fluido refrigerante tornam-se coincidentes. O fenômeno de metaestabilidade foi observado por Mikol (1963) tanto em um estudo de visualização do escoamento como em todas as medições realizadas

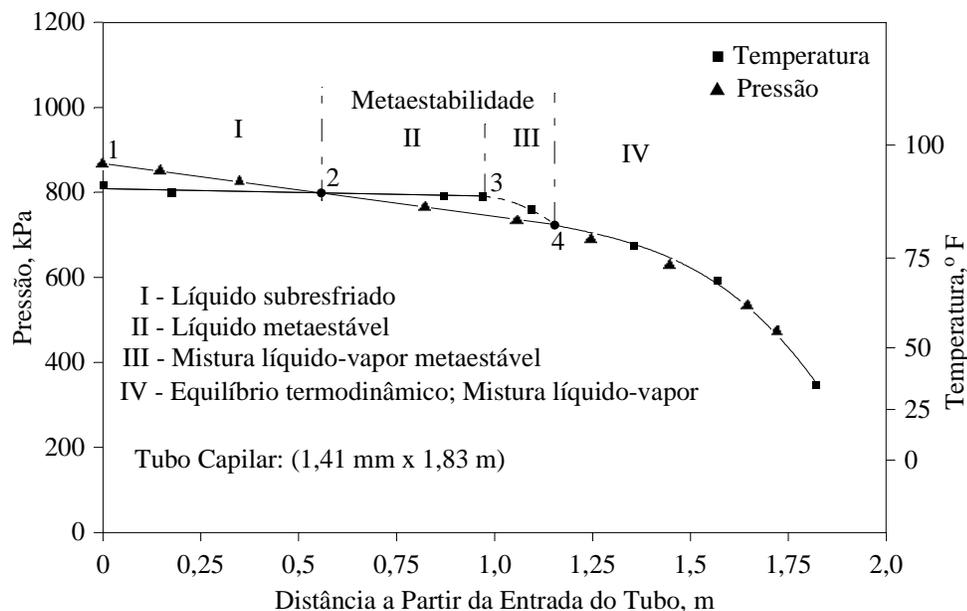


Figura 1.5 – Distribuições de temperatura e pressão medidas ao longo de um tubo capilar adiabático (Mikol, 1963).

O escoamento no interior de tubos capilares pode ainda ser adiabático ou não-adiabático, dependendo da configuração do sistema de refrigeração. No primeiro caso, desconsidera-se a troca de calor com o meio ambiente e assume-se que o tubo capilar está isolado termicamente.

No segundo caso, uma região do comprimento do tubo capilar é colocado em contato com a linha de sucção, formando um trocador de calor em contracorrente, denominado *trocador de calor tubo capilar-linha de sucção*, vide Fig. 1.6. Essa alternativa proporciona um aumento da capacidade de refrigeração em razão da diminuição do título da mistura líquido-vapor do refrigerante na entrada do evaporador. Isso ocorre em função do resfriamento do refrigerante no interior do tubo capilar, provocado pela transferência de calor para o vapor superaquecido à baixa temperatura escoando ao longo da linha de sucção.

Além de melhorar o desempenho do sistema, o trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, evita a formação de gelo ao redor da linha de sucção e é interessante, também, em

situações em que o vapor aspirado pelo compressor deva ser superaquecido para garantir que o líquido não entre no compressor.

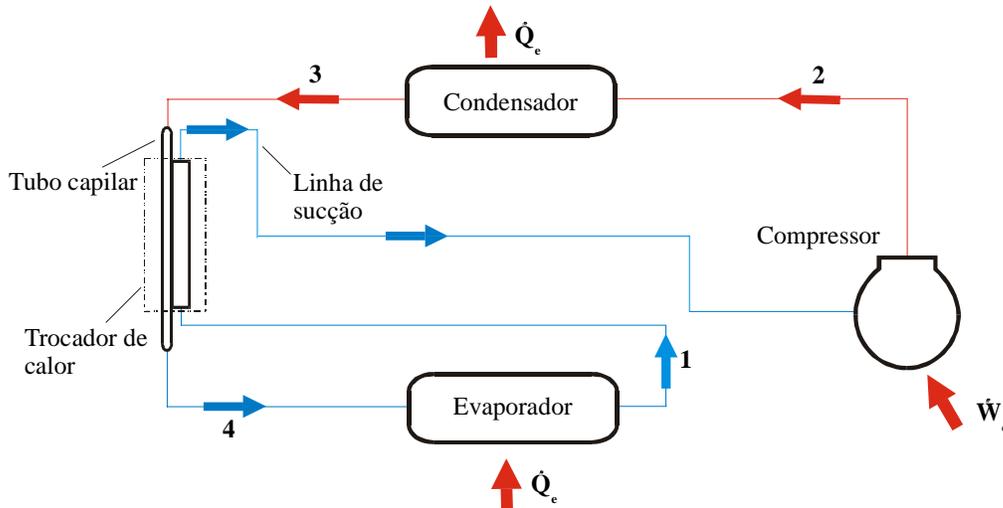


Figura 1.6 - Esquema de um sistema de refrigeração com trocador de calor tubo capilar-linha de sucção.

O trocador de calor tubo capilar-linha de sucção pode ser concêntrico ou lateral, como mostrado na Fig. 1.7. A figura 1.7(a) mostra o trocador de calor utilizado no Brasil e em parte da Europa, no qual o tubo capilar é inserido concêntricamente na linha de sucção, formando um trocador de calor em contracorrente tipo duplo-tubo. A figura 1.7(b) apresenta o trocador de calor tipo lateral, no qual o tubo capilar é soldado externamente à linha de sucção, também formando um trocador de calor em contracorrente. Essa configuração é utilizada principalmente nos Estados Unidos.

Na maioria dos modelos matemáticos encontrados na literatura analisa-se o escoamento ao longo de tubos capilares em condições de regime permanente. Entretanto, tais condições raramente ocorrem nos sistemas de refrigeração em que os tubos capilares são usados, uma vez que, geralmente, são controlados pelo método liga-desliga. Durante a operação desses sistemas, grandes períodos transientes podem surgir como consequência, por exemplo, do início do funcionamento dos ciclos de acionamento e parada do compressor ou da variação das condições de operação do sistema. Dessa forma, a análise do comportamento transiente do escoamento é um aspecto importante a ser considerado no projeto e no controle de muitos sistemas de refrigeração e condicionamento de ar.

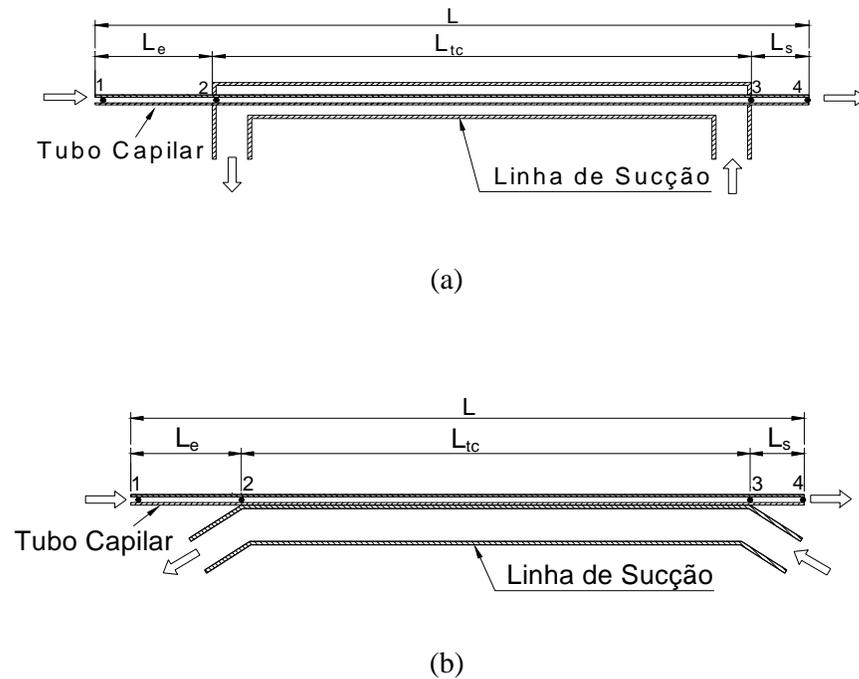


Figura 1.7 - Esquemas de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção: (a) concêntrico e (b) lateral.

Neste trabalho apresenta-se um modelo matemático para a simulação numérica do escoamento, no regime transiente, de fluidos refrigerantes ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção. Tal escoamento é dividido em uma região em que o fluido refrigerante encontra-se no estado de líquido sub-resfriado e em outra de escoamento bifásico líquido-vapor. Analisa-se o escoamento transiente, dando continuidade ao trabalho desenvolvido por Barbazelli (2000), que estudou o escoamento no regime permanente ao longo de tubos capilares não-adiabáticos, usando integração numérica comparando-se os métodos de Runge-Kutta 4ª ordem com passo constante, o método de Runge-Kutta 5ª ordem com passo adaptativo e o método de Predição e Correção de 5ª ordem. Nesse último, usou-se o método de Adams-Bashforth explícito como preditor e o método de Adams-Mouton implícito como corretor.

Para a validação do modelo, os resultados numéricos são comparados com resultados experimentais disponíveis na literatura. Os resultados calculados também são comparados com aqueles obtidos por outros modelos, procurando-se analisar aspectos importantes, tanto da modelagem do problema, quanto aspectos da solução numérica.

1.2 Revisão Bibliográfica

Os estudos associados ao escoamento ao longo de tubos capilares podem ser divididos em dois grandes grupos: adiabáticos e não-adiabáticos, ou seja, considerando ou não a existência de transferência de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção e/ou o meio ambiente. A análise do escoamento em tubos capilares, tanto adiabático como não-adiabático, tem sido extensivamente realizada nos últimos anos, quer de forma experimental e/ou teórica.

Dentre os trabalhos experimentais relativos a trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção destacam-se aqueles de Dirik et al. (1994), Peixoto (1994), Mendonça (1996), Zangari (1998), Chen e Lin (2001) e Melo et al. (2002).

Dirik et al. (1994) obtiveram resultados experimentais e numéricos para trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo concêntrico. Os parâmetros medidos nos testes foram: a pressão e a temperatura na entrada e na saída no tubo capilar e a vazão em massa de fluido refrigerante. Dois tubos capilares com dados geométricos diferentes foram testados com uma mesma geometria de linha de sucção, obtendo-se um conjunto de 12 pontos experimentais. O fluido refrigerante utilizado foi HFC-134a e as condições de operação foram: temperaturas de condensação na faixa de 40 a 60 °C e grau de sub-resfriamento na faixa de 4 a 10 °C.

Peixoto (1994) apresentou dados experimentais para trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção dos tipos concêntricos e lateral e com esses dados analisou a influência do grau de sub-resfriamento sobre a vazão em massa do fluido refrigerante. O fluido refrigerante utilizado foi o HFC-134a, com vazão em massa na faixa de 4 a 10 kg/h como condição de operação.

Mendonça (1996) e Zangari (1998) apresentaram um conjunto de dados experimentais para trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, respectivamente, dos tipos lateral e concêntrico. Nesses trabalhos, as condições de operação escolhidas foram: pressões de condensação na faixa de 900 a 1600 kPa (9 a 16 bar) e grau de sub-resfriamento na faixa de 4 a 11 °C, sendo todos os ensaios realizados sob condições de escoamento bloqueado. Alguns dos resultados obtidos por Mendonça (1996) e Zangari (1998) foram selecionados para a validação do modelo desenvolvido neste trabalho, conforme será apresentado no Capítulo 4.

A partir de uma investigação experimental, Chen e Lin (2001) analisaram o fenômeno de metaestabilidade do refrigerante HFC-134a, escoando ao longo um de tubo capilar não-adiabático de 0,6 mm de diâmetro interno e 1,5 m de comprimento. Utilizando-se a teoria clássica de nucleação, foi desenvolvida uma correlação, baseada nos resultados experimentais para a

determinação da nucleação heterogênea do escoamento do refrigerante ao longo do tubo capilar não-adiabático. Essa correlação permite analisar o atraso do início da vaporização do refrigerante escoando ao longo de tubos capilares adiabáticos e não-adiabáticos, mas apresenta um erro de 28% em relação aos dados experimentais usados no seu desenvolvimento.

Melo et al. (2002) realizaram um trabalho experimental com trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção concêntrico empregando o refrigerante HC-600a. Várias combinações entre o comprimento e o diâmetro do tubo capilar e vários comprimentos, diâmetros e posições da linha de sucção foram testadas, com o objetivo de analisar o desempenho das diferentes configurações desses trocadores de calor. Os dados experimentais obtidos permitiram o desenvolvimento de correlações empíricas para o cálculo da vazão em massa do refrigerante e de sua temperatura de saída da linha de sucção.

Várias abordagens teóricas do escoamento ao longo de tubos capilares apresentando modelos com diferentes graus de complexidade são também encontrados na literatura.

Um desses modelos foi proposto por Mezavila (1995) com o objetivo de analisar o desempenho de tubos capilares adiabáticos e não-adiabáticos, utilizando a hipótese de escoamento homogêneo na região bifásica. Além de estimar a vazão em massa de refrigerante, o modelo permite a determinação das distribuições de pressão, temperatura e título ao longo do tubo. Nesse trabalho, Mezavila (1995) mostrou que a influência sobre o escoamento da convecção natural entre o trocador de calor tubo capilar-linha de sucção e o meio ambiente é bastante significativa.

Escanes et al. (1995) desenvolveram um modelo numérico para a simulação do comportamento térmico e fluido-dinâmico do escoamento ao longo de tubos capilares adiabáticos e não-adiabáticos. Nesse trabalho, o escoamento foi assumido como homogêneo e os efeitos da metaestabilidade foram desconsiderados. O modelo numérico permite a análise de aspectos tais como: geometria, tipo de fluido, condições do escoamento crítico ou não-crítico e aspectos do regime transiente. Os resultados obtidos para o escoamento permanente no tubo capilar adiabático foram comparados com dados experimentais de quatro outros autores e apresentaram uma boa concordância. Para o escoamento no regime transiente ao longo de tubos capilares adiabáticos, foram apresentados apenas resultados teóricos, considerando uma redução linear da temperatura na entrada do tubo, ocorrendo em 120 s e 240 s.

Escanes et al. (1995) mostraram que os resultados foram independentes do intervalo de tempo usado e que os resultados obtidos com um modelo quase-estático foram coincidentes com

aqueles do modelo transiente. No modelo quase-estático determinou-se o comportamento transiente do escoamento, considerando um intervalo de tempo infinito e apenas a variação das condições de entrada no tubo com o tempo. Escanes et al. (1995) concluíram que os termos transientes das equações governantes exercem uma pequena influência sobre a distribuição da vazão em massa de refrigerante ao longo de tubos capilares adiabáticos em função do tempo.

Um modelo teórico para avaliar o desempenho de tubos capilares com o refrigerante HFC-134a foi apresentado por Hermes (2000). O comportamento transiente do escoamento e também a distribuição espacial da vazão em massa, entalpia específica, pressão e título são apresentados e discutidos. Os resultados apresentados para o escoamento no regime transiente referem-se ao ensaio em *pull-down* ou teste de redução de temperatura, que consiste no acompanhamento da evolução no tempo das pressões, temperaturas e potência consumida pelo sistema de refrigeração. Esse ensaio é comumente empregado na avaliação do desempenho de refrigeradores domésticos, em que se faz necessário a obtenção da curva característica do sistema. Hermes (2000) empregou o ensaio *pull-down* para caracterizar o comportamento transiente do refrigerador em toda a sua faixa de operação, desde os instantes iniciais, após a partida do compressor, até o estabelecimento do regime permanente.

Hermes (2000) chegou à mesma conclusão de Escanes et al. (1995) em relação aos resultados obtidos com os modelos transiente e quase-estático, para o tubo capilar adiabático. Para o trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, foram apresentados somente resultados obtidos pelo modelo quase-estático.

Mais recentemente, Xu e Bansal (2002) apresentaram um modelo para análise do escoamento de fluidos refrigerantes, no regime permanente ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção usando a hipótese de escoamento bifásico homogêneo. Nesse modelo obtiveram-se a solução das equações de conservação da massa, quantidade de movimento e conservação de energia, nas quais a correlação de Churchill (1977) é usada para calcular o fator de atrito monofásico, a correlação de Lin et al. (1991) para o fator de atrito bifásico, o coeficiente de transferência de calor monofásico é calculado pela equação de Gnielinski (1976) e o coeficiente de transferência de calor bifásico é assumido ser infinito. Os resultados revelaram que as características do escoamento no interior do tubo capilar não-adiabático são determinadas pelas interações entre a transferência de calor e os efeitos de queda de pressão ao longo do tubo.

Sinpiibon e Wongwises (2002) também desenvolveram um modelo teórico para o estudo do escoamento no regime permanente ao longo de tubos capilares não-adiabáticos, considerando a

solução das equações de conservação da massa, quantidade de movimento e conservação de energia. Nesse modelo três situações foram consideradas em função da região na qual o processo de transferência de calor ocorre. A primeira quando o processo inicia-se na região monofásica, a segunda quando o processo inicia-se no final da região monofásica e a terceira, quando ocorre na região bifásica. Sinipibbon e Wongwises (2002) concluíram que os resultados obtidos podem ser usados para prever as características do escoamento de fluidos refrigerantes no tubo capilar e na linha de sucção, de acordo com a posição do ponto de início do processo de transferência de calor.

Uma simulação numérica do escoamento, nos regimes permanente e transiente ao longo de tubos capilares operando com refrigerantes puros ou misturas foi apresentado por Garcia-Valladares et al. (2002-a,b). As equações governantes são discretizadas pelo método de volumes finitos e resolvidas pelo método implícito, passo a passo. O modelo numérico permite a análise de aspectos tais como geometria, tipo de fluido, condições de escoamento crítico ou não-crítico, tubos capilares adiabáticos ou não-adiabáticos. Além disso, considerou-se nesse modelo, a metaestabilidade do escoamento, a partir de equações empíricas obtidas por outros autores para avaliar o atraso do ponto de vaporização. Uma boa correlação foi obtida entre os resultados numéricos e os dados experimentais apresentados na literatura, para trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção concêntricos.

Bansal e Xu (2003) apresentaram uma análise da influência de diferentes parâmetros sobre o escoamento de fluidos refrigerante ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção. As análises são baseadas no modelo homogêneo e as características do escoamento do refrigerante são investigadas variando-se alguns parâmetros termodinâmicos, tais como: temperatura de condensação, temperatura de evaporação, grau de sub-resfriamento na entrada do tubo e parâmetros geométricos, tais como: comprimento de entrada, comprimento do trocador de calor e diâmetro interno do tubo capilar. Os autores mencionam que o escoamento ao longo de tubos capilares não-adiabáticos é descontínuo em razão da recondensação do refrigerante, causada pela transferência de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção. Tal descontinuidade, segundo os autores, pode causar problemas de convergência no processo de solução numérica.

Observa-se dessa revisão bibliográfica que, embora o escoamento ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção já tenha sido abordado por alguns autores, várias questões importantes para o melhor conhecimento do escoamento no regime transiente ainda precisam ser investigadas. As distribuições transientes ao longo de tubos capilares não-adiabáticos de

parâmetros importantes do escoamento, tais como: vazão em massa, pressão, temperatura e título, tanto experimentais quanto teóricos são praticamente inexistentes. É nessa direção que se pretende contribuir neste trabalho.

1.3 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo a análise do escoamento transiente de fluidos refrigerantes ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, amplamente usados em sistemas de refrigeração por compressão de vapor. O modelo homogêneo é utilizado para descrever o escoamento bifásico do fluido refrigerante no interior do tubo capilar, sendo que as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da conservação da energia são, respectivamente, resolvidas para o cálculo da vazão em massa, da pressão, da temperatura do fluido refrigerante e das temperaturas das paredes do tubo capilar e da linha de sucção.

1.4 Esboço da Dissertação

Este texto está dividido em cinco Capítulos e um Apêndice. No Capítulo 2 - Modelo Matemático, é apresentado o modelo proposto neste trabalho, incluindo as hipóteses simplificativas consideradas, as equações governantes para a análise do escoamento ao longo do tubo capilar e da linha de sucção, além das condições iniciais do problema. Apresentam-se também, as equações constitutivas para o cálculo da força de atrito, dos coeficientes de transferência de calor, necessárias para se obter a solução do sistema de equações governantes.

No Capítulo 3 - Metodologia de Solução, apresenta-se a metodologia usada na solução do sistema de equações governantes do problema. Tais equações são discretizadas usando-se uma variação do método de volumes finitos. Descreve-se o procedimento de cálculo da vazão em massa de refrigerante ao longo dos tubos, conhecidas as demais condições de operação e os parâmetros geométricos do trocador de calor.

No Capítulo 4 - Resultados e Discussões, os resultados obtidos na simulação do escoamento ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, dos tipos lateral e concêntrico são apresentados e discutidos neste capítulo. Inicialmente os trabalhos selecionados da literatura para

a validação do modelo desenvolvido são brevemente abordados. Em seguida, os resultados obtidos para o regime permanente são comparados com dados experimentais disponíveis na literatura. Posteriormente, apresentam-se os resultados obtidos para o regime transiente, comparando-os com aqueles obtidos em um modelo quase-estático, no qual o comportamento dinâmico é definido apenas pela variação temporal das condições de contorno.

No Capítulo 5 – Conclusões, são apresentadas as conclusões do trabalho desenvolvido e algumas sugestões para trabalhos futuros.

No Apêndice - Propriedades Termodinâmicas e Termofísicas do Fluido Refrigerante HFC-134a, são apresentadas as equações para o cálculo das propriedades termofísicas do fluido refrigerante HFC-134a.

MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo, o modelo matemático proposto é apresentado, com as hipóteses simplificativas adotadas e as condições iniciais do problema. Apresentam-se também, as equações constitutivas para o cálculo dos fatores de atrito e para os coeficientes de transferência de calor, tanto na região líquida e bifásica, como ao longo da linha de sucção.

Além disso, apresenta-se o critério numérico adotado para a determinação da condição de bloqueio do escoamento.

2.1 Introdução

A expressão trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, usada para a designação de tubos capilares não-adiabáticos, refere-se ao conjunto de todo o dispositivo de expansão, ou seja, engloba o trocador de calor propriamente dito, trecho L_{tc} mostrado na Fig. 1.7, e duas regiões que não são resfriadas pela linha de sucção. Tais regiões, são designadas aqui como região de entrada (L_e), anterior ao trocador de calor, e região de saída (L_s), posterior ao trocador de calor, mostradas na Fig.1.7(a) para um trocador de calor do tipo concêntrico e Fig. 1.7(b) para um trocador de calor do tipo lateral.

No modelo aqui proposto, o escoamento ao longo do tubo capilar é dividido em duas regiões: uma de escoamento monofásico, de refrigerante no estado líquido sub-resfriado, e outra de escoamento bifásico líquido-vapor.

Considera-se que o tubo capilar seja dividido em três regiões como mostrado na Fig. 1.7:

(i) Região de entrada (L_e). Nesta região, o capilar não troca calor com a linha de sucção e a

transferência de calor, por convecção natural, ocorre com o meio ambiente (q_{ca});

(ii) Região do trocador de calor (L_{tc}). Constitui-se na porção intermediária do tubo capilar, onde ocorre transferência de calor com a linha de sucção (q_{cs}) e com o meio ambiente (q_{sa});

(iii) Região de saída (L_s). Como na região de entrada, não há troca de calor com a linha de sucção, ocorrendo transferência de calor somente com o meio ambiente.

As hipóteses simplificativas utilizadas neste trabalho são:

(i) o tubo capilar e a linha de sucção são retos, e com seções transversais constantes sendo os efeitos de gravidade desconsiderados;

(ii) o escoamento é incompressível na região de líquido;

(iii) o escoamento é considerado unidimensional, em função dos pequenos diâmetros do tubo capilar, na faixa entre 0,5 e 2,0 mm;

(iv) o refrigerante é isento de óleo;

(v) o vapor, quando presente, está saturado em relação à pressão local;

(vi) o fenômeno de metaestabilidade do escoamento é desconsiderado;

(vii) o escoamento bifásico é tratado como homogêneo, isto é, um pseudo escoamento monofásico, cujas propriedades são obtidas a partir das propriedades das fases individuais, considerando o título da mistura líquida-vapor como fator de ponderação. Dessa forma, ambas as fases estão nas mesmas velocidades, pressão e temperatura em qualquer seção transversal ao longo do tubo;

(ix) as propriedades dos materiais das paredes dos tubos, capilar e linha de sucção, são consideradas constantes em todo domínio;

(x) a transferência de calor por radiação entre a superfície externa do tubo capilar e a superfície interna da linha de sucção é desconsiderada.

2.2 Equações Governantes

a) Conservação da Massa: escoamento ao longo do tubo capilar e da linha de sucção

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

na qual t é o tempo [s], z é a coordenada ao longo do tubo capilar [m], ρ é a massa específica [kg/m³], $G = (\rho u)$ é o fluxo de massa de refrigerante [kg/m²s] e u é a velocidade do refrigerante [m/s]. Na região bifásica: $\rho = [\rho_l + \alpha(\rho_v - \rho_l)]$, sendo ρ_l a massa específica do líquido saturado, ρ_v a massa específica do vapor saturado e α é a fração de vazio, razão entre o volume da seção transversal do tubo ocupada pela fase de vapor e área total da seção transversal.

b) Quantidade de Movimento: escoamento ao longo do tubo capilar

Aplicando-se o princípio de quantidade de movimento no volume de controle, mostrado na Fig. 2.1, obtém-se a equação dada por,

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} A_{i,c} dz + \frac{\partial}{\partial z} [(\rho u)u] dz A_{i,c} = - \frac{\partial p}{\partial z} A_{i,c} dz - \tau_s \pi d_{i,c} dz \quad (2.2)$$

na qual p é a pressão do escoamento [Pa], $d_{i,c}$ é o diâmetro interno do tubo capilar [m], $A_{i,c} = (\pi d_{i,c}^2 / 4)$ é a área da seção reta do tubo capilar [m²] e τ_s é a tensão de cisalhamento na parede, [Pa] dada por,

$$\tau_s = \frac{f}{8} \rho u^2 \quad (2.3)$$

na qual f é o fator de atrito de Darcy. Substituindo a Eq. (2.3) e a expressão de $A_{i,c}$ na Eq. (2.2), obtém-se a equação da quantidade de movimento, dada por,

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(Gu)}{\partial z} = - \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{fG^2}{2\rho d_{i,c}} \quad (2.4)$$

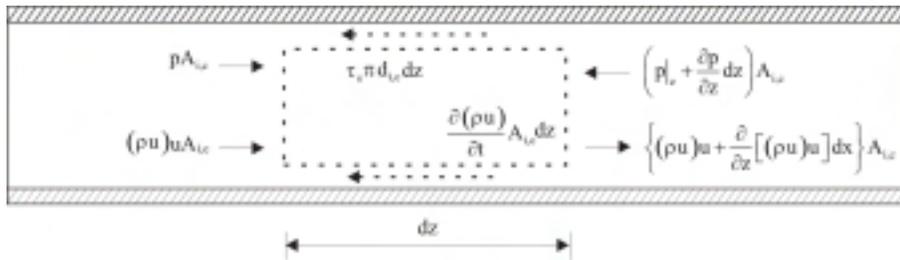


Figura 2.1 - Volume de controle para o balanço de quantidade de movimento no tubo capilar.

c) Conservação da Energia: escoamento ao longo do tubo capilar

Realizando um balanço de energia em um volume de controle localizado no interior do tubo capilar, mostrado na Fig. 2.2, obtém-se:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{u^2}{2} \right) \right] A_{i,c} dz = - \frac{\partial}{\partial z} \left[\dot{m} \left(e + \frac{u^2}{2} \right) \right] dz - \frac{\partial}{\partial z} [\dot{m}(pv)] dz - q''_{rc,wc} P_{i,c} dz \quad (2.5)$$

na qual e é a energia interna específica do refrigerante [J/kg], $v = (1/\rho)$ é o volume específico [kg/m³], $\dot{m} = (\rho u A_{i,c})$ é a vazão em massa do refrigerante [kg/s], $q''_{rc,wc}$ é o fluxo de calor trocado entre o refrigerante no interior do capilar e a parede do tubo [W/m²] e $P_{i,c} = (\pi d_{i,c})$ é o perímetro interno do tubo capilar [m].

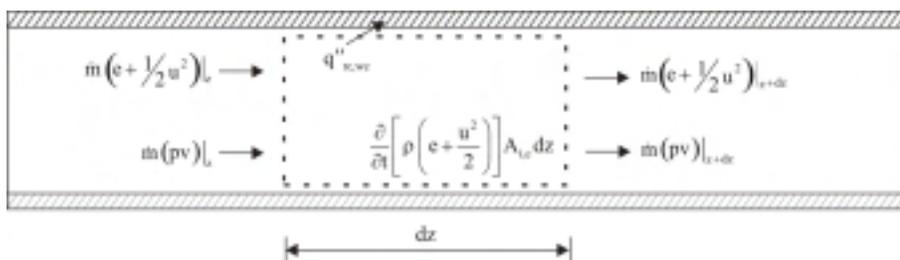


Figura 2.2 - Volume de controle para o balanço de energia do refrigerante no tubo capilar.

Usando as definições da entalpia específica do refrigerante $h = e + pv$ [J/kg] e da entalpia de estagnação específica do refrigerante, $h_o = (h + u^2 / 2)$ [J/kg], a Eq. (2.5) torna-se,

$$\frac{\partial(\rho h_o)}{\partial t} + \frac{\partial(Gh_o)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} - q_{rc,wc}'' \frac{P_{i,c}}{A_{i,c}} \quad (2.6)$$

O fluxo de calor $q_{rc,wc}''$ é calculado por,

$$q_{rc,wc}'' = H_c (T_{rc} - T_{wc}) \quad (2.7)$$

na qual H_c é o coeficiente de transferência de calor convectivo no interior do tubo capilar [W/m²K], T_{wc} é a temperatura da parede do tubo capilar [K] e T_{rc} é temperatura do refrigerante no tubo capilar [K]. Na região bifásica: $h = [h_l + x(h_v - h_l)]$, sendo h_l a entalpia do líquido saturado, h_v a entalpia do vapor saturado e x o título da mistura.

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

$$\frac{\partial(\rho h_o)}{\partial t} + \frac{\partial(Gh_o)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} - H_c \frac{P_{i,c}}{A_{i,c}} (T_{rc} - T_{wc}) \quad (2.8)$$

d) Conservação da Energia: parede do tubo capilar – região do trocador de calor

Realizando um balanço de energia em um volume de controle na parede do tubo capilar, mostrado na Fig. 2.3, obtém-se,

$$\frac{d(\rho e)_{wc}}{dt} A_{c,c} = q_{rc,wc}'' P_{i,c} - q_{wc,rs}'' P_{e,c} \quad (2.9)$$

na qual o índice inferior wc indica a parede do tubo capilar, $A_{c,c}$ é a área da coroa circular do

tubo capilar $[m^2]$, $P_{e,c} = \pi d_{e,c}$ é o perímetro externo do capilar $[m]$ e $q''_{wc,rs}$ é o fluxo de calor trocado entre a parede do capilar e o refrigerante na linha de sucção $[W/m^2]$, calculado por,

$$q''_{wc,rs} = H_s (T_{wc} - T_{rs}) \quad (2.10)$$

na qual H_s é o coeficiente de transferência de calor convectivo no interior da linha de sucção $[W/m^2K]$, e T_{rs} é a temperatura do refrigerante na linha de sucção $[K]$.

Considerando a variação de energia interna do material da parede do capilar, $de_{wc} = c_{wc}dT_{wc}$, em que c_{wc} é o calor específico $[J/kgK]$ e substituindo as Eqs. (2.7) e (2.10) na Eq. (2.9), obtém-se a equação para o cálculo da temperatura da parede do tubo capilar, dada por,

$$(\rho c)_{wc} \frac{dT_{wc}}{dt} = H_c \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} (T_{rc} - T_{wc}) - H_s \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} (T_{wc} - T_{rs}) \quad (2.11)$$

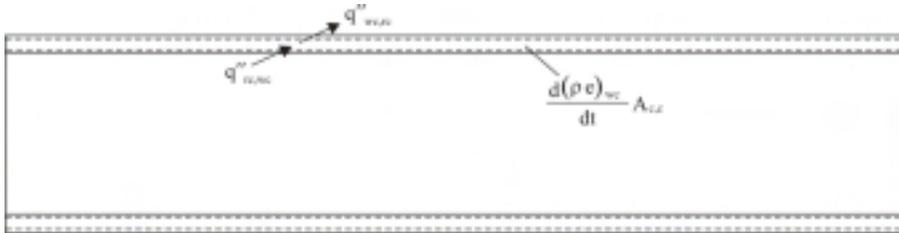


Figura 2.3 - Volume de controle para o balanço de energia na parede do tubo capilar.

e) Conservação da Energia: parede do tubo capilar – regiões de entrada e saída

Nas regiões de entrada e saída do trocador de calor, trechos L_e e L_s mostrados na Fig.1.7, ocorre transferência de calor entre o capilar e o meio ambiente, caso o tubo capilar não esteja isolado termicamente do ambiente. Nesse caso, a temperatura da parede do capilar é calculada por,

$$(\rho c)_{wc} \frac{dT_{wc}}{dt} = H_c \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} (T_{rc} - T_{wc}) - H_a \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} (T_{wc} - T_a) \quad (2.12)$$

na qual H_a é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o capilar, ou a linha de sucção, e o meio ambiente $[W/m^2K]$ e T_a é a temperatura do meio ambiente $[K]$.

f) Conservação da Energia: escoamento ao longo da linha de sucção

Efetuada-se o balanço de energia em um volume de controle localizado no interior da linha de sucção, mostrado na Fig. 2.4, obtém-se a equação ,

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{u^2}{2} \right) \right] A_{i,s} dz = - \frac{\partial}{\partial z} \left[\dot{m} \left(e + \frac{u^2}{2} \right) \right] dz - \frac{\partial}{\partial z} [\dot{m}(pv)] dz + q''_{wc,rs} P_{e,c} + q''_{ws,rs} P_{i,s} \quad (2.13)$$

na qual $A_{i,s}$ é a área da seção transversal da linha de sucção $[m^2]$, $P_{i,s} = (\pi d_{i,s})$ é o perímetro interno da linha de sucção $[m]$, $q''_{ws,rs}$ é o fluxo calor trocado entre a parede da linha de sucção e o refrigerante na linha de sucção $[W/m^2]$, dado por,

$$q''_{ws,rs} = H_s (T_{ws} - T_{rs}) \quad (2.14)$$

na qual T_{ws} é a temperatura da parede da linha de sucção $[K]$.

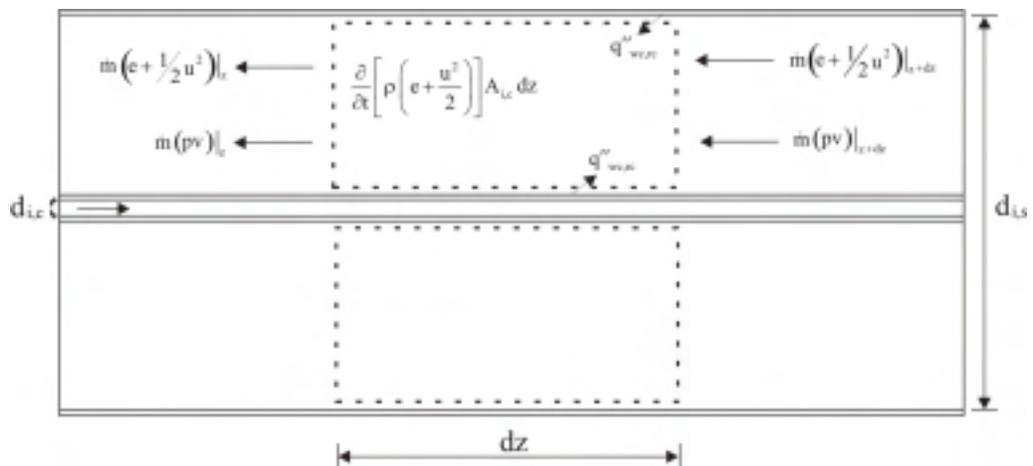


Figura 2.4 - Volume de controle para o balanço de energia na linha de sucção

Na equação (2.13), $A_{i,s} = (\pi d_{i,s}^2 / 4)$ para o trocador de calor lateral e $A_{i,s} = \pi(d_{i,s}^2 - d_{e,c}^2) / 4$ para o trocador de calor concêntrico, nas quais $d_{e,c}$ e $d_{i,s}$ são, respectivamente, o diâmetro externo do tubo capilar e o diâmetro interno da linha de sucção [m].

Usando novamente as definições de entalpia e de entalpia de estagnação específicas e substituindo as Eqs. (2.10) e (2.14) na Eq. (2.13), obtém-se,

$$\frac{\partial(\rho h_0)}{\partial t} + \frac{\partial(Gh_0)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} + H_s \frac{P_{e,c}}{A_{i,s}} (T_{wc} - T_{rs}) + H_s \frac{P_{i,s}}{A_{i,s}} (T_{ws} - T_{rs}) \quad (2.15)$$

g) Conservação de Energia: parede da linha de sucção

Realizando um balanço de energia similar àquele realizado na parede do tubo capilar, a temperatura da parede da linha de sucção, $T_{w,s}$, é obtida por,

$$(\rho c)_{ws} \frac{dT_{ws}}{dt} = -q''_{ws,rs} \frac{P_{i,s}}{A_{c,s}} + q''_{a,ws} \frac{P_{e,s}}{A_{c,s}} \quad (2.16)$$

na qual ρ_{ws} [kg/m³] e c_{ws} [J/kgK] são, respectivamente, a massa específica e o calor específico do material da parede da linha de sucção $A_{c,s}$ é a área da coroa circular da linha de sucção [m²], $q''_{a,ws}$ é o fluxo de calor trocado entre o meio ambiente e a parede da linha de sucção, dado por,

$$q''_{a,ws} = H_a (T_a - T_{ws}) \quad (2.17)$$

Substituindo as Eqs. (2.14) e (2.17) na Eq. (2.16), obtém-se,

$$(\rho c)_{ws} \frac{dT_{ws}}{dt} = -H_s \frac{P_{i,s}}{A_{c,s}} (T_{ws} - T_{rs}) + H_a \frac{P_{e,s}}{A_{c,s}} (T_a - T_{ws}) \quad (2.18)$$

Com isso, a formulação do modelo proposto para a simulação do escoamento transiente ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção consiste das equações governantes dadas por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial z} = 0 \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(Gu)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{fG^2}{2\rho d_{i,c}} \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial(\rho h_o)}{\partial t} + \frac{\partial(Gh_o)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} - H_c \frac{P_{i,c}}{A_{i,c}} (T_{rc} - T_{wc}) \quad (2.21)$$

$$(\rho c)_{wc} \frac{dT_{wc}}{dt} = H_c \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} (T_{rc} - T_{wc}) - H_s \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} (T_{wc} - T_{rs}) \quad (2.22)$$

$$(\rho c)_{wc} \frac{dT_{wc}}{dt} = H_c \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} (T_{rc} - T_{wc}) - H_a \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} (T_{wc} - T_a) \quad (2.23)$$

$$\frac{\partial(\rho h_o)}{\partial t} + \frac{\partial(Gh_o)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} + H_s \frac{P_{e,c}}{A_{i,s}} (T_{wc} - T_{rs}) + H_s \frac{P_{i,s}}{A_{i,s}} (T_{ws} - T_{rs}) \quad (2.24)$$

$$(\rho c)_{ws} \frac{dT_{ws}}{dt} = -H_s \frac{P_{i,s}}{A_{c,s}} (T_{ws} - T_{rs}) + H_a \frac{P_{e,s}}{A_{c,s}} (T_a - T_{ws}) \quad (2.25)$$

Com as equações (2.19) e (2.20) são calculados, respectivamente, o fluxo de massa e a pressão. Com a Eq. (2.21), calcula-se a entalpia específica de estagnação do refrigerante ao longo do capilar. As Eqs. (2.22) e (2.23), são usadas para o cálculo da temperatura de parede do

capilar, respectivamente, na região do trocador de calor e nas regiões de entrada e saída do capilar. A Eq. (2.24), calcula a entalpia específica de estagnação do refrigerante ao longo da linha de sucção e a Eq. (2.25) calcula a temperatura da parede da linha de sucção.

Para a solução desse sistema de equações, é necessário especificar as correlações para o cálculo dos fatores de atrito: na região líquida (f_l) e na região bifásica (f_b) e para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção: H_c , H_s e H_a . Tais correlações são apresentadas no Item 2.4.

Além disso, são requeridas as correlações para o cálculo das propriedades termofísicas do refrigerante, que neste trabalho, são obtidas usando-se os dados fornecidos por McLinden et al. (1998). Tais correlações estão apresentadas no Apêndice A.

2.3 Condições Iniciais e Critério de Bloqueio

Na figura 2.5, os pontos 1 a 4 representam as posições ao longo do tubo capilar, mostradas na Fig. 1.7, e em conjunto com os pontos 0 e b representam esquematicamente uma situação típica do escoamento ao longo de um trocador de calor tubo capilar-linha de sucção

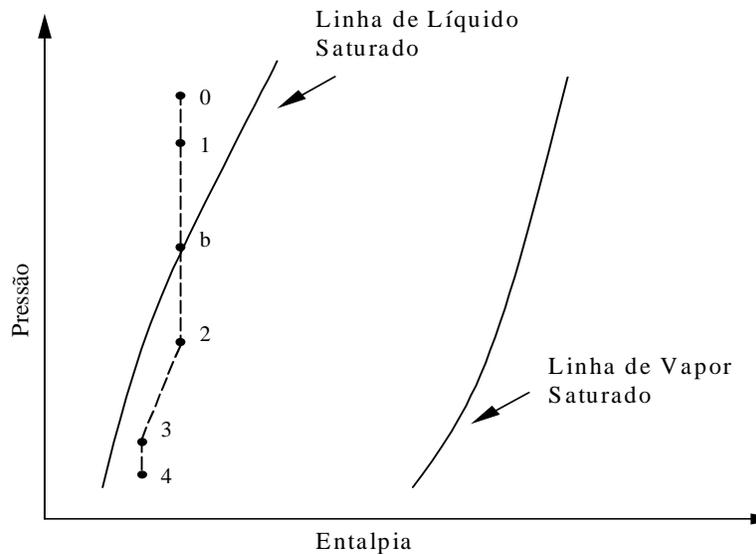


Figura 2.5 - Diagrama esquemático pressão-entalpia para a representação dos estados termodinâmicos do fluido refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção.

As regiões compreendidas entre os pontos 1 e 2, e entre os pontos 3 e 4, correspondem, respectivamente, às regiões de entrada e saída do tubo capilar, mencionadas no Item 2.1. A redução de entalpia do refrigerante que ocorre nessas regiões é bastante pequena quando comparada com a que ocorre entre os pontos 2 e 3, que é a região do trocador de calor.

O fato do estado termodinâmico do refrigerante ao longo de um tubo capilar não-adiabático aproximar-se da linha de líquido saturado é um dos motivos que justifica o uso do trocador de calor, em função do aumento da capacidade de refrigeração.

Observa-se que várias outras situações poderão ocorrer no trajeto entre os pontos 1 a 4, dependendo das condições de operação e das características geométricas do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção. Existe a possibilidade, por exemplo, de recondensação do refrigerante ao longo do trocador de calor, fazendo com que o ponto 3 fique localizado na região de líquido sub-resfriado.

Na entrada do tubo capilar $z = 0$ (ponto 1, mostrado na Fig. 2.5), é comum que o fluido refrigerante esteja no estado de líquido sub-resfriado. A pressão nesse ponto é calculada a partir da pressão medida na conexão de entrada do tubo capilar, aplicando-se os princípios de conservação da massa e de conservação da energia entre os pontos 0 e 1 e entre o ponto 0 e o ponto da tomada de pressão (p_e), mostrados na Fig. 2.6.

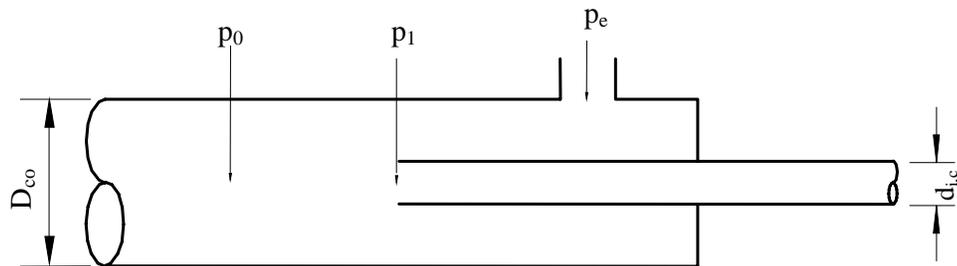


Figura 2.6. Esquema da conexão de entrada do tubo capilar.

Entre o ponto 0 e a tomada de pressão supõe-se que não ocorram perdas de carga localizadas e considera-se nula a velocidade na tomada de pressão. A temperatura do fluido refrigerante na entrada do tubo, $T_{rc,1}$, é determinada em função da temperatura de saturação, relativa à pressão p_e e do grau de sub-resfriamento, ΔT_{sub} . A temperatura da parede na entrada do tubo capilar é assumida ser igual à temperatura do refrigerante, $T_{rc,1}$.

Dessa forma, as condições iniciais na entrada do tubo capilar são dadas por,

$$z = 0 \rightarrow p_1 = p_e - \frac{G^2(1+K)}{2\rho_L} \quad ; \quad T_{rc,1} = T_{sat}(p_e) - \Delta T_{sub} \quad ; \quad T_{wc,1} = T_{rc,1} \quad (2.26)$$

na qual K é o coeficiente de perda de carga na entrada do tubo capilar. Neste trabalho, o coeficiente K é adotado igual a 0,5 (Collier, 1972). Melo et al. (1998) mostraram que esse coeficiente tem uma pequena influência sobre o escoamento. A massa específica e a entalpia do refrigerante na entrada do tubo capilar são as respectivas propriedades no estado de líquido saturado, relativas à temperatura $T_{rc,1}$.

Para solucionar as equações governantes na região bifásica é necessário conhecer as condições iniciais para as variáveis: G , p e h_o . Como o fenômeno de metaestabilidade não está sendo considerado, é assumido que a região bifásica inicie-se na pressão de saturação relativa à temperatura de saída na região de líquido, ou seja, no ponto b mostrado na Fig. 2.5. Esse ponto é identificado pela comparação entre a pressão do fluido refrigerante na região líquida e a pressão de saturação $p_{sat}(T_{rc})$. Com isso, as condições iniciais da região bifásica, são dadas por,

$$z = z_b \rightarrow p = p_{sat}(T_b) \quad ; \quad G = \rho_l(T_b)u \quad ; \quad h_o = h_l(T_b) + \frac{u^2}{2} \quad (2.27)$$

Ao longo da linha de sucção a pressão é considerada constante, igual à pressão de evaporação, p_{evap} , e a temperatura do refrigerante é conhecida na entrada da linha de sucção, $T_{rs,e}$. Assim, as condições na entrada da linha de sucção, $z_{e,s}$, são dados por,

$$z = z_{e,s} \rightarrow p_{e,s} = p_{evap} \quad ; \quad T_{rs} = T_{rs,e} \quad ; \quad G = \rho_v(T_{rs,e})u \quad ;$$

$$h_o = h_v(T_{rs,e}) + \frac{u^2}{2} \quad ; \quad T_{ws} = T_{rs,e} \quad (2.28)$$

Na saída do tubo capilar, ponto 4 da Fig.2.5, as variáveis G , p e h_o não são conhecidas. A pressão do fluido refrigerante nesse ponto corresponderá à de evaporação caso o escoamento não esteja bloqueado (escoamento crítico). Entretanto, atingida a condição crítica na saída do tubo, o que é comum em tubos capilares usados em sistemas de refrigeração, a pressão nesse local poderá ser superior à pressão de evaporação.

O critério numérico usado para a determinação da seção de bloqueio do escoamento foi apresentado por Fauske (1962) e baseia-se em observações teóricas e experimentais de que, sob condições de escoamento crítico, o gradiente de pressão assume um valor máximo finito para um dado fluxo de massa e para um dado título, ou seja,

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{\text{crítico}} \rightarrow (\text{Valor Máximo Finito}) \quad (2.29)$$

Esse valor máximo é geralmente arbitrário, devendo ser suficiente para permitir a correta determinação da posição de bloqueio. Um valor excessivamente elevado pode ser inaceitável, uma vez que pode conduzir a uma pressão crítica bastante reduzida e fisicamente irreal.

Okasaki (1980) e Mezavila (1995) usaram também o critério de Fauske (1962), mas estabeleceram como seção de bloqueio o incremento anterior àquele em que o sinal do gradiente de pressão (dp/dz) se invertia. Esse procedimento foi adotado em função da grande variação dos termos das equações envolvidas em torno da posição de bloqueio. Mezavila (1995) mencionou que a determinação clara do ponto na qual (dp/dz) é máximo, somente é obtida com base em um incremento de comprimento muito pequeno, da ordem de micrômetros. Usou-se então, um incremento maior, da ordem de milímetros, e obteve-se a solução do sistema de equações até o incremento em que o sinal do gradiente (dp/dz) inverteu-se, significando que entre esse e o incremento anterior, (dp/dz) tornou-se máximo.

No presente trabalho fixou-se o valor de $|dp/dz|$ em 10^8 Pa/m como o critério para a determinação da seção de bloqueio. Entretanto na maioria dos casos analisados, antes de alcançar esse critério, $|dp/dz| \geq 10^8$, a pressão do refrigerante na saída do capilar tornou-se inferior à pressão de evaporação. Para esses casos, determina-se a correta posição, em que a pressão de evaporação é atingida por interpolação linear.

2.4 Relações Constitutivas

i) Fator de Atrito na Região Líquida, f_l :

Utiliza-se a correlação de Churchill (1977), que abrange todos os regimes de escoamento: laminar, de transição e turbulento, dada por,

$$f_L = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/2} \quad (2.30)$$

na qual os parâmetros A e B são dados por,

$$A = \left\{ 2457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0,9} + \frac{0,27\epsilon}{d_{i,c}}} \right] \right\}^{16}; \quad B = \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16} \quad (2.31)$$

e $\text{Re} = (\text{G}d_{i,c}/\mu_1)$ é o número de Reynolds, μ_1 é a viscosidade absoluta da fase líquida [Ns/m^2] e ϵ é a rugosidade da parede do tubo [μm].

A correlação de Churchill (1977), comparada às correlações de Blasius e de Colebrook (1938), foi considerada por Melo et al. (1995) a mais apropriada para a estimativa do fator de atrito na região de escoamento líquido ao longo de tubos capilares.

ii) Coeficientes de Transferência de Calor na Região Líquida, $H_{c,l}$, e na Linha de Sucção, H_s :

Os escoamentos monofásicos envolvendo transferência de calor, têm sido amplamente estudados e uma série de correlações para a estimativa do número de Nusselt, $\text{Nu} = (H_{c,l}d_{i,c}/k_l)$ encontra-se disponível na literatura. Uma correlação amplamente usada é aquela de Sleicher e Rouse (1975), dada por,

$$\text{Nu} = 5 + 0,015 \text{Re}^a \text{Pr}^b \quad (2.32)$$

na qual, $\text{Pr} = (c_1\mu_1/k_l)$ é o número de Prandtl, c_1 é o calor específico do líquido [J/kgK], k_l é a condutividade térmica do líquido [W/mK] e os coeficientes a e b são dados por,

$$a = 0,88 - \frac{0,24}{4 + \text{Pr}}; \quad b = 0,333 + 0,5 \exp(-0,6 \cdot \text{Pr}) \quad (2.33)$$

Uma outra correlação bastante utilizada é a correlação de Gnielinski (1976), dada por,

$$\text{Nu} = \frac{(f_1/8)(\text{Re} - 1000)\text{Pr}}{1 + 12,7 (f_1/8)^{0,5} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (2.34)$$

A equação (2.27) é válida para as faixas: $3000 < \text{Re} < 5 \times 10^6$ e $0,5 < \text{Pr} < 2000$. Nessa equação, o fator de atrito, f_1 , ao longo do tubo capilar é calculado pela equação de Churchill (1977) e ao longo da linha de sucção, cujo diâmetro é consideravelmente maior, pela correlação de Blasius para escoamento turbulento em tubos lisos, válida para $4 \times 10^3 \leq \text{Re} \leq 10^5$, dada por,

$$f_L = 0,3164 \text{Re}^{-0,25} \quad (2.35)$$

Caso o trocador de calor seja do tipo concêntrico, o número de Reynolds do escoamento na linha de sucção é avaliado com base em um diâmetro laminar equivalente para dutos anulares, D_1 , definido por,

$$\frac{D_1}{D_h} = \frac{1 + \chi^2 + (1 - \chi^2) / \ln \chi}{(1 - \chi^2)} \quad (2.36)$$

na qual,

$$\chi = \frac{d_{e,c}}{d_{i,s}}; \quad D_h = d_{i,s} - d_{e,c} \quad (2.37)$$

Segundo Kakaç et al. (1987) a utilização de D_1 , ao invés do diâmetro hidráulico, reduz o espalhamento do resultado da equação, em relação aos dados experimentais, de $\pm 20\%$ para $\pm 5\%$. Tais correlações, entretanto, devem ser utilizadas com cautela em se tratando de tubos com diâmetro menores do que 2 mm. Isso ocorre, pois os mecanismos de vorticidade turbulenta são minorados com a redução da seção transversal do tubo, resultando em coeficientes de transferência de calor menores, independentes do nível de turbulência do escoamento.

As equações (2.32) e (2.34) foram testadas no modelo de Barbazelli (2000) e não foram encontradas diferenças significativas entre os resultados obtidos. Dessa forma, a Eq. (2.34) é adotada para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor na região líquida ao longo do tubo capilar, $H_{c,l}$, e ao longo da linha de sucção, H_s .

iii) Coeficiente de Transferência de Calor entre o Capilar ou a Linha de Sucção e o Meio Ambiente, H_a :

Conforme verificado por Mezavila (1995), a transferência de calor por convecção natural entre o capilar ou a linha de sucção e o meio ambiente exerce uma influência significativa sobre o escoamento ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção. A correlação a ser usada no presente trabalho para o cálculo do coeficiente H_a é a de Churchill e Chu (1975) para a convecção natural em tubos cilíndricos horizontais, dada por,

$$Nu = \frac{H_a k_a}{d_{e,c(s)}} = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + (0,559/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (2.38)$$

na qual $Nu = [H_a d_{e,c(s)}/k_a]$ é o número de Nusselt, k_a é a condutividade térmica do ar [W/mK], $Ra = (Gr Pr)$ é o número de Rayleigh, $Gr = [g \beta (T_{sup}-T_a)/\mu_{ar}]$ é o número de Grashof, T_{sup} é a temperatura da superfície do tubo tomada como a média aritmética entre a temperatura ambiente e a temperatura da parede do tubo, β é o coeficiente de expansão térmica [1/K] e μ_{ar} é a viscosidade absoluta do ar. Os parâmetros: k_a , β e μ_a e o número de Prandtl são avaliados na temperatura média T_m , entre as temperaturas da superfície e a do ambiente. O coeficiente β é definido pelo inverso dessa temperatura média, avaliada em Kelvin, ou seja: $\beta = 1/T_m$ (K). A equação (2.38) é válida para a faixa de números de Rayleigh entre 10^{-5} e 10^{12} .

iv) Fator de Atrito na Região Bifásica, f_b :

A partir de um conjunto de dados experimentais e usando técnicas de regressão, Erth (1970) desenvolveu uma correlação para o fator de atrito médio na região bifásica, dado por,

$$f_b = \frac{3,1}{Re^{1/2}} \exp\left(\frac{1-x_e^{1/4}}{2,4}\right) \quad (2.39)$$

na qual x_e é o título na entrada do tubo capilar e $Re = (Gd_{i,c}/\mu_l)$ é o número de Reynolds do escoamento líquido. Caso exista líquido sub-resfriado na entrada do tubo, a Eq. 2.39 torna-se função apenas do número de Reynolds.

Embora forneça o valor médio do fator de atrito na região bifásica, a correlação de Erth (1970) é usada neste trabalho na forma aproximada proposta por Mezavila (1995), ou seja, em cada incremento ao longo do tubo. Dessa forma, o fator de atrito é calculado localmente, sendo o número de Reynolds e o título avaliados na entrada de cada volume de controle. A justificativa para essa forma de utilização da correlação, é o fato de Erth (1970) ter usado dados experimentais nos quais o título na entrada do tubo capilar varia entre 0 e 100%.

Entretanto, como observado por Mezavila (1995), esse procedimento, apesar de fornecer resultados razoáveis, não possui uma base científica suficientemente sólida. Dessa forma, estudos adicionais devem ser realizados, para se buscar outras correlações para o cálculo do fator de atrito na região bifásica.

v) Coeficientes de Transferência de Calor na Região Bifásica, $H_{c,b}$:

Na região bifásica, em razão dos elevados coeficientes de transferência de calor associados ao processo de mudança de fase, Mezavila (1995) desconsiderou a resistência térmica entre o refrigerante e o tubo capilar. Todas as correlações testadas no modelo de Mezavila (1995) apresentaram resultados muito próximos para as temperaturas da parede do tubo e do refrigerante, de modo que o coeficiente de transferência de calor foi considerado infinito na região bifásica. Neste trabalho, assim como proposto por Hermes (2000), analisa-se o comportamento transiente do trocador de calor e a hipótese de Mezavila (1995) pode implicar na estimativa incorreta da temperatura do tubo, com isso, utiliza-se a correlação de Pate (1982), dada por,

$$H_{c,b} = \frac{k_l}{d_{i,c}} 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,3} \left(\frac{1-x}{1-\alpha}\right) \quad (2.40)$$

na qual, $\alpha = (x\rho/\rho_v)$ é a fração de vazio, ρ e ρ_v são, respectivamente, as massas específicas da mistura e da fase de vapor e Re_l e Pr_l são, respectivamente, os números de Reynolds e de Prandtl para a fase líquida, calculados por,

$$Re_l = \frac{Gd_h(1-x)}{\mu_l} \quad e \quad Pr_l = \frac{\mu_l c_l}{k_l} \quad (2.41)$$

na qual $d_h = (4A_{i,c}/P_{i,c})$ é o diâmetro hidráulico.

METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

Neste capítulo, apresenta-se a metodologia usada na solução do sistema de equações governantes do problema. Tais equações são discretizadas usando-se uma variação do método de volumes finitos. Descreve-se o procedimento de cálculo da vazão em massa de refrigerante ao longo dos tubos, conhecidas as demais condições de operação e os parâmetros geométricos do trocador de calor.

3.1 Introdução

O sistema de equações governantes do escoamento ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, apresentado no Capítulo 2, compõe-se de equações diferenciais ordinárias e parciais, não-homogêneas e não-lineares, além de equações algébricas para o cálculo dos fatores de atrito, dos coeficientes de transferência de calor e para o cálculo das propriedades termofísicas do fluido refrigerante e do ar.

Em razão dessa complexidade, o sistema composto pelas Eqs. (2.1), (2.4), (2.8), (2.11), (2.12), (2.15) e (2.18) é solucionado numericamente, usando uma variação do método de volumes finitos, apresentada por Escanes et al. (1995) e aplicada por Hermes (2000). No presente trabalho, esse método é usado com o objetivo de introduzir os termos transientes nas equações governantes. Em um programa computacional desenvolvido anteriormente, por Barbazzelli (2000) relativo ao escoamento no regime permanente, o método de Runge-Kutta de 4ª ordem foi empregado na solução das equações diferenciais.

A partir da discretização, no tempo e no espaço, das equações governantes, obtém-se um sistema de equações algébricas, que é solucionado iterativamente, ponto-a-ponto ao longo do tubo capilar e da linha de sucção, por substituições sucessivas. A vazão em massa de refrigerante ao longo do trocador de calor é calculada empregando-se um procedimento numérico iterativo, no qual a diferença entre os comprimentos calculado e medido do tubo capilar é usada para a correção do valor da vazão em massa até a sua convergência.

3.2 Discretização das Equações Governantes

Para obter, então, a discretização das equações governantes segundo o procedimento apresentado por Escanes et al. (1995), o domínio de cálculo, tubo capilar e linha de sucção, é dividido em m volumes de controle e as variáveis do escoamento são avaliadas nas seções de entrada e de saída desses volumes, como mostrado na Fig. 3.1.

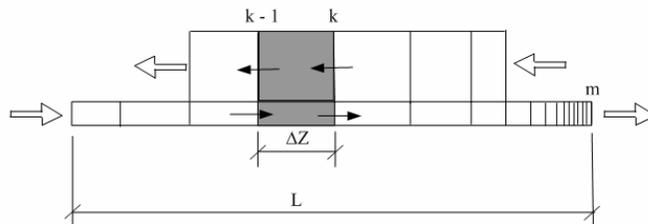


Figura 3.1 - Volumes de controle ao longo do tubo capilar e da linha de sucção para um trocador de calor lateral.

A equação usada neste trabalho para a geração da malha é a mesma apresentada por Escanes et al. (1995), dada por,

$$\Delta z_k = \frac{L}{\tanh \varphi} \left[\tanh \left(\varphi \frac{k}{n} \right) - \tanh \left(\varphi \frac{k-1}{n} \right) \right] \quad (3.1)$$

na qual L é o comprimento do tubo capilar e φ é o fator de concentração, que pode assumir um valor maior ou igual a zero, sendo que $\varphi = 0$ indica uma malha uniforme. A malha adotada para a

solução da maioria dos casos analisados e apresentados no capítulo 4, possui 400 volumes, sendo 50 para a região de entrada, 250 na região do trocador de calor e 100 na região de saída, com $\varphi = 0$. O maior número de volumes nas regiões do trocador de calor e na saída se devem aos elevados gradientes que ocorrem em direção à saída do tubo capilar.

As equações governantes são então integradas no tempo e no espaço ao longo dos volumes de controle de comprimento Δz mostrados na Fig. 3.1. Os termos transientes dessas equações, considerando a variável genérica ϕ , são discretizados segundo a aproximação,

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

na qual Δt é o intervalo de tempo [s], o índice superior o representa o instante de tempo imediatamente anterior e a barra superior representa o valor médio da respectiva variável no volume de controle, determinado neste trabalho pela regra do trapézio, ou seja, pela média aritmética entre os respectivos valores nas seções de entrada e saída do volume, como,

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta z} \int_{z_{k-1}}^{z_k} \phi dz = \frac{\phi_k + \phi_{k-1}}{2} \quad (3.3)$$

Os valores médios das propriedades termodinâmicas e termofísicas do refrigerante são calculadas usando-se as variáveis médias correspondentes.

Para realizar as integrais no tempo, utiliza-se o esquema completamente implícito, com a finalidade de garantir estabilidade numérica ao algoritmo, independentemente do incremento de tempo usado.

Dessa forma, integrando a equação da conservação da massa, Eq. (2.1), no tempo e ao longo do volume de controle do tubo capilar, mostrado na Fig. 3.1, obtém-se,

$$\int_{z_{k-1}}^{z_k} \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial \rho}{\partial t} dt dz + \int_{z_{k-1}}^{z_k} \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial G}{\partial z} dt dz = 0 \quad (3.4)$$

Realizando as integrações da Eq. (3.4), com as aproximações dadas pelas Eqs. (3.2) e (3.3), obtém-se a equação para o cálculo do fluxo de massa de refrigerante ao longo do tubo capilar, dada por,

$$G_k = G_{k-1} - (\bar{p} - \bar{p}^0) \frac{\Delta z}{\Delta t} \quad (3.5)$$

Integrando a equação da quantidade de movimento, Eq. (2.4), no tempo e ao longo do volume de controle do tubo capilar, obtém-se,

$$\int_{z_{k-1}}^{z_k} \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} dt dz + \int_{z_{k-1}}^z \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial(Gu)}{\partial z} dt dz = - \int_{z_{k-1}}^z \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial p}{\partial z} dt dz - \frac{fG^2}{2\rho d_{i,c}} \int_{z_{k-1}}^{z_k} \int_t^{t+\Delta t} dt dz \quad (3.6)$$

Usando também as Eqs. (3.2) e (3.3), obtém-se a equação para o cálculo da pressão ao longo do tubo capilar, dada por,

$$p_k = p_{k-1} - \left(\bar{G} - \bar{G}^0 \right) \frac{\Delta z}{\Delta t} - (Gu)_k + (Gu)_{k-1} \left(\frac{fG^2}{2d_{i,c}\rho} \right) \Delta z \quad (3.7)$$

Procedendo de forma similar, a integração da equação de conservação de energia, Eq. (2.8), fornece,

$$\int_{z_{k-1}}^{z_k} \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial(\rho h_o)}{\partial t} dt dz + \int_{z_{k-1}}^z \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial(Gh_o)}{\partial z} dt dz = \int_{z_{k-1}}^z \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial p}{\partial z} dt dz -$$

$$- H_c \frac{P_{i,c}}{A_{i,c}} (T_{rc} - T_{wc}) \int_{z_{k-1}}^{z_k} \int_t^{t+\Delta t} dt dz \quad (3.8)$$

Realizando as integrações, obtém-se a equação para o cálculo da entalpia de estagnação do

refrigerante ao longo do capilar, dada por,

$$h_{o,k} = \frac{a_{k-1}}{a_k} h_{o,k-1} + \frac{b_c}{a_k} \quad (3.9)$$

na qual os coeficientes a_k e a_{k-1} e o termo b_c são, respectivamente, dados por,

$$a_k = G_k + \frac{\rho_k \Delta z}{2\Delta t} + \frac{P_{ic}}{h_{o,k}^*} \overline{H_c T_{rc}} \Delta z \quad (3.9a)$$

$$a_{k-1} = G_{k-1} - \frac{\rho_{k-1} \Delta z}{2\Delta t} \quad (3.9b)$$

$$b_c = \left[\bar{p} - \bar{p}^o + (\bar{\rho} h_o)^o \right] \frac{\Delta z}{\Delta t} + \frac{P_{ic}}{A_{ic}} \overline{H_{c,k} T_{wc}} \Delta z \quad (3.9c)$$

Observa-se que na Eq. (3.9a) o símbolo superior * representa o valor de $h_{o,k}$ da iteração imediatamente anterior. Tal procedimento é o mesmo usado por Hermes (2000) e visa linearizar o termo de transferência de calor que envolve a temperatura do refrigerante, T_{rc} . Essa temperatura, sendo função da pressão e da entalpia do refrigerante, torna, portanto o termo de transferência de calor não linear. A linearização em questão é usada para melhorar o processo de convergência numérico.

A integração no tempo da equação da conservação de energia da parede do tubo capilar na região do trocador de calor, Eq.(2.11), fornece,

$$\int_t^{t+\Delta t} (\rho c)_{wc} \frac{dT_{wc}}{dt} dt = \int_t^{t+\Delta t} \left[H_c \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} (T_{rc} - T_{wc}) - H_s \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} (T_{wc} - T_{rs}) \right] dt \quad (3.10)$$

Dessa forma, a temperatura da parede do capilar na região do trocador de calor, é calculada por,

$$T_{wc,k} = \frac{b_{wc}}{a_k} \quad (3.11)$$

na qual o coeficiente a_k e o termo b_{wc} , são dados por,

$$a_k = \frac{(\rho c)_{wc}}{\Delta t} + H_{c,k} \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} + H_{s,k} \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} \quad (3.11a)$$

$$b_{wc} = \frac{(\rho c)_{wc}}{\Delta t} T_{wc,k}^o + H_{c,k} T_{rc,k} \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} + H_{s,k} T_{rs,k} \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} \quad (3.11b)$$

Para as regiões de entrada e saída do trocador de calor, a temperatura da parede do tubo capilar é obtida a partir da integração da Eq. (2.12), de maneira similar à Eq. (3.10), obtendo-se uma equação que possui a mesma forma da Eq. (3.11), mas com o coeficiente a_k e o termo b_{wc} , desta vez dados por,

$$a_k = \frac{(\rho c)_{wc}}{\Delta t} + H_{c,k} \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} + H_a \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} \quad (3.12a)$$

$$b_{wc} = \frac{(\rho c)_{wc}}{\Delta t} T_{wc,k}^o + H_{c,k} T_{rc,k} \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} + H_a T_a \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} \quad (3.12b)$$

Para a obtenção da forma discretizada das equações de conservação da massa Eq. (2.1) e de conservação de energia ao longo da linha de sucção Eq. (2.18), o procedimento é similar àquele adotado na obtenção, respectivamente, das Eqs. (3.5) e (3.11) para o tubo capilar.

Observa-se, porém, que a direção da integração ao longo do volume de controle na linha de sucção deve ser de k até $k-1$, em razão do escoamento em contracorrente, mostrado esquematicamente na Fig. 3.1.

Com isso, a equação para o cálculo do fluxo de massa de refrigerante ao longo da linha de sucção é dada por,

$$G_{k-1} = G_k - \left(\bar{\rho} - \bar{\rho}^o \right) \frac{\Delta z}{\Delta t} \quad (3.13)$$

a equação para o cálculo da entalpia de estagnação do refrigerante ao longo da linha de sucção, é dada por,

$$h_{o,k-1} = \frac{a_k}{a_{k-1}} h_{o,k} + \frac{b_s}{a_{k-1}} \quad (3.14)$$

na qual os coeficientes a_k e a_{k-1} e o termo b_s são, respectivamente, dados por,

$$a_{k-1} = G_{k-1} + \frac{\rho_{k-1} \Delta z}{2 \Delta t} + \frac{\overline{H_s T_{rs}}}{h_{o,k}^*} \frac{\Delta z}{A_s} (P_{e,c} + P_{i,s}) \quad (3.14a)$$

$$a_k = G_k - \frac{\rho_k \Delta z}{2 \Delta t} \quad (3.14b)$$

$$b_s = \left[\bar{p} - \bar{p}^o + (\overline{\rho h_o})^o \right] \frac{\Delta z}{\Delta t} + \left(P_{e,s} \overline{H_s T_{wc}} + P_{i,s} \overline{H_s T_{ws}} \right) \frac{\Delta z}{A_s} \quad (3.14c)$$

e a equação para o cálculo da temperatura da parede do tubo ao longo da linha de sucção, é dada por,

$$T_{ws,k-1} = \frac{b_{ws}}{a_{k-1}} \quad (3.15)$$

sendo,

$$a_{k-1} = \frac{(\rho c)_{ws}}{\Delta t} + H_{s,k-1} \frac{P_{i,s}}{A_{c,s}} + H_{a,k} \frac{P_{e,s}}{A_{c,s}} \quad (3.15a)$$

$$b_{ws} = \frac{(\rho c)_{ws}}{\Delta t} T_{ws,k}^o + H_{s,k-1} T_{rs,k-1} \frac{P_{i,s}}{A_{c,s}} + H_{a,k-1} T_a \frac{P_{e,s}}{A_{c,s}} \quad (3.15b)$$

3.2. Procedimento de Solução

O escoamento do refrigerante ao longo de um trocador de calor tubo capilar-linha de sucção constitui um problema de valor inicial, uma vez que os parâmetros, tais como a pressão e o grau de sub-resfriamento, em consequência também a temperatura, são conhecidos na entrada do tubo capilar e a pressão e a temperatura são conhecidos na entrada da linha de sucção. Além disso, esse escoamento é fortemente convectivo e portanto as informações são transmitidas em apenas um sentido, o que equivale a dizer que o escoamento é parabólico para efeito de solução.

O modelo permite o cálculo da vazão em massa de refrigerante ao longo do trocador de calor, conhecidas as suas dimensões e as demais condições de operação. O procedimento de cálculo é iterativo uma vez que as equações governantes dependem da vazão em massa e, além disso, não se conhece a temperatura do refrigerante na saída da linha de sucção ($T_{s,o}$), tratando-se portanto de um problema inverso.

Dessa forma, inicialmente, o valor de \dot{m} é arbitrado e com as demais condições de entrada no tubo capilar, Eq. (2.19), e na linha de sucção, Eq. (2.21), obtém-se a solução do sistema composto pelas Eqs. (3.5), (3.7), (3.9) e (3.11) ao longo do tubo capilar e das Eqs. (3.13) a (3.15) ao longo da linha de sucção. A solução é obtida por substituições sucessivas, ponto-a-ponto e iterativamente, ao longo do trocador de calor, de modo que, a pressão de evaporação ou a pressão crítica, caso o escoamento esteja bloqueado, seja atingida na saída do tubo. Em cada ponto nodal da malha computacional determinam-se as variáveis G , p , h_0 e T_{wc} para o tubo capilar e G , h_0 e T_{ws} para a linha de sucção. A convergência do processo iterativo é obtida, quando a maior diferença absoluta entre as variáveis de interesse em duas iterações sucessivas for inferior a 10^{-6} .

Obtida a solução, com o valor de \dot{m} arbitrado, o comprimento calculado do tubo capilar,

L^* , é comparado com o respectivo valor medido, ou seja o comprimento real do tubo, L , e o valor de \dot{m} é corrigido até que a convergência estabelecida seja alcançada. Observa-se, com isso, que um procedimento iterativo adicional é exigido, além daquele necessário para a solução ponto-a-ponto do sistema de equações governantes.

O procedimento usado neste trabalho para corrigir o valor da vazão em massa, \dot{m}_c , foi originalmente proposto por Melo e Negrão (1988) e baseia-se no comprimento do tubo capilar calculado, L^* , de acordo com a equação dada por,

$$\dot{m}_c = C_r \left(\frac{L^*}{L} \right) \dot{m}^* + (1 - C_r) \dot{m}^* \quad (3.16)$$

na qual \dot{m}^* é o valor arbitrado da vazão em massa e C_r é um coeficiente de relaxação, necessário para melhorar o processo de convergência. Na equação (3.16), se o comprimento calculado for maior do que o comprimento real, a vazão em massa deverá ser aumentada para a próxima iteração; caso contrário a vazão em massa deverá ser reduzida para a próxima iteração. A convergência é obtida quando a diferença absoluta entre o comprimento calculado e o comprimento real for inferior à tolerância previamente definida pelo usuário, $|L^* - L| < \text{tol}$. No presente trabalho, essa tolerância foi assumida igual a 10^{-3} .

O procedimento anterior, foi adotado no presente trabalho, pois conforme mencionado por Mezavila (1995) e Seixlack (1996), é de simples implementação e apresentou uma convergência mais rápida do que aquela propiciada pelo uso do método de Newton-Raphson.

Caso o interessa seja apenas a solução do regime permanente, faz-se $\Delta t \rightarrow \infty$ nas equações governantes e a solução das equações discretizadas é obtida conforme descrito anteriormente. Se o interesse é a solução do regime transiente, a vazão em massa deve ser calculada em cada instante de tempo, ou seja, o procedimento de solução descrito anteriormente deve ser repetido para cada instante de tempo, até que o tempo máximo informado pelo usuário seja atingido ou o regime permanente seja novamente atingido.

No presente trabalho, para analisar a resposta transiente do escoamento ao longo do trocador de calor, a solução do regime permanente é inicialmente obtida e a partir daí, impõe-se uma variação com o tempo da temperatura de refrigerante na entrada do tubo capilar. Como o escoamento encontrava-se em regime permanente, essa perturbação fará com que, após um

período transiente, um novo regime permanente se estabelece. Tal variação da temperatura de entrada, implica em variação com o tempo da vazão em massa de refrigerante e simula as alterações das condições de operação do sistema, às quais um equipamento de refrigeração, ou de ar-condicionado, está freqüentemente submetido.

Considera-se que, após o período transiente, o regime permanente é novamente alcançado quando a maior diferença absoluta entre as temperaturas do refrigerante, tanto no tubo capilar quanto na linha de sucção, em duas iterações sucessivas for inferior a $0,01 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Considerando o procedimento de solução descrito, o algoritmo de solução do código computacional elaborado, segue os passos:

1. No instante de tempo inicial, ou no instante imediatamente anterior, estimar as variáveis: G , P , h_o e T_{wc} na entrada do tubo capilar, ($k=1$ e G , h_o e T_{ws} na entrada da linha de sucção, $k=ktc$);
2. Calcular as propriedades do refrigerante e demais parâmetros empíricos do escoamento na entrada do tubo capilar ($k=1$);
3. Solução das equações governantes no tubo capilar: avançar $k= k+1$;
4. Calcular o fluxo de massa pela Eq. (3.5), a pressão pela Eq. (3.7), a entalpia de estagnação pela Eq. (3.9) e a temperatura da parede do tubo capilar pela Eq. (3.11);
5. Verificar se a convergência dos valores de todas as variáveis dependentes foi alcançada e em caso positivo seguir para o passo 7;
6. Atualizar as propriedades termodinâmicas, termofísicas e os parâmetros empíricos do escoamento e retornar para o passo 4;
7. Na região líquida, verificar se a pressão de saturação foi atingida e em caso negativo retornar ao passo 3. Em caso positivo, retornar ao passo 3 iniciando a solução do escoamento na região bifásica;
8. Na região bifásica, verificar se a condição de bloqueio, ou a pressão de evaporação, p_{evap} , foi atingida e em caso negativo, retornar ao passo 3 até a saída do tubo capilar;
9. Verificar se a pressão é inferior à pressão p_{evap} e em caso positivo calcular a posição no volume de controle onde a pressão p_{evap} é atingida por interpolação linear;
10. Calcular a diferença entre os comprimentos do tubo capilar calculado e medido. Caso a

tolerância estabelecida não tenha sido alcançada, corrigir a vazão em massa usando a Eq. (3.16);

11. Calcular as propriedades do escoamento na entrada da linha de sucção, $k = k_{tc}$;
12. Solução das equações governantes na linha de sucção: retornar $k=k-1$;
13. Calcular o fluxo de massa pela Eq. (3.5), a entalpia de estagnação pela Eq. (3.14) e a temperatura da parede da linha de sucção pela Eq. (3.15);
14. Verificar se a convergência dos valores de todas as variáveis dependentes foi alcançada e em caso positivo seguir para o passo 16;
15. Atualizar as propriedades termodinâmicas, termofísicas e os parâmetros empíricos do escoamento e retornar ao passo 13;
16. Verificar se foi alcançada a convergência dos valores do comprimento do tubo capilar e das temperaturas do refrigerante ao longo do capilar e da linha de sucção e em caso negativo, retornar ao passo 2;
17. Incrementar no tempo, $t = t+\Delta t$, e retornar ao passo 1 até o final da simulação transiente.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos na simulação do escoamento ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, dos tipos lateral e concêntrico, são apresentados e discutidos neste capítulo. Inicialmente os trabalhos selecionados da literatura para a validação do modelo desenvolvido são brevemente abordados. Em seguida, os resultados obtidos para o regime permanente são comparados com dados experimentais disponíveis na literatura. Posteriormente, apresentam-se os resultados obtidos para o regime transiente, comparando-os com aqueles obtidos com um modelo quase-estático, no qual o comportamento dinâmico é definido apenas pela variação temporal das condições de contorno.

4.1 Dados Experimentais

Durante a etapa de revisão da bibliografia encontraram-se vários trabalhos experimentais relativos a trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, dentre os quais destacam-se os de Dirik et al. (1994), Peixoto (1994), Mendonça (1996), Zangari (1998), Chen e Lin (2001) e Melo et al. (2002). Entretanto, menciona-se a dificuldade encontrada na utilização dos dados experimentais divulgados para a validação do presente modelo, em função da falta de informações em relação aos parâmetros geométricos e às condições de operação, em vários desses trabalhos.

Dessa forma, em razão da maior facilidade encontrada na obtenção desses parâmetros e dos dados experimentais, os trabalhos selecionados para a validação do presente modelo são os de Mendonça (1996) e Zangari (1998), respectivamente, para trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção dos tipos lateral e concêntrico. Os dados apresentados nesses trabalhos foram obtidos em uma bancada experimental, originalmente desenvolvida por Gonçalves (1994), e posteriormente modificada por Mendonça (1996) e por Zangari (1998).

Nessa bancada, as medições de pressão são realizadas por meio de transdutores com sistemas de medição do tipo *strain gauge*, com incerteza máxima de medição de $\pm 1,5$ kPa ($\pm 0,015$ bar), para a faixa de pressão até 2000 kPa (20 bar). As medições de temperatura foram efetuadas com termopares tipo T, de cobre-constantan, com 0,13 mm de diâmetro e com uma incerteza de medição máxima estimada em $\pm 0,2$ °C, para a faixa de temperaturas entre 0 a 100 °C. A vazão em massa de refrigerante é medida com um transdutor do tipo Coriolis, cuja incerteza de medição foi avaliada em $\pm 0,03$ kg/h, para a faixa de vazões em massa de até 15 kg/h. As condições de operação usadas foram: pressão de condensação na faixa de 900 a 1600 kPa (9 a 16 bar) e grau de sub-resfriamento na faixa de 4 a 11 °C. Todos os ensaios foram realizados sob condições de escoamento bloqueado e a seção de testes foi isolada termicamente para evitar a transferência de calor com o meio ambiente.

Mendonça (1996) realizou experimentos com seis configurações geométricas diferentes de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção laterais, apresentadas na Tab. 4.1, na qual ϵ é a rugosidade absoluta da parede do tubo, L_{tc} é o comprimento do trocador de calor e L_e é o comprimento de entrada (vide Fig. 1.7).

Zangari (1998) realizou testes em quatro configurações geométricas diferentes de tubos capilares e vinte configurações geométricas diferentes de trocadores de calor, apresentadas na Tab. 4.2.

Nos trabalhos de Mendonça (1996) e Zangari (1998) as incertezas das medições dos diâmetros internos e dos comprimentos dos tubos capilar e linha de sucção foram, respectivamente, de $\pm 0,02$ mm e $\pm 2,0$ mm. As incertezas das medições da rugosidade absoluta da superfície interna dos tubos capilares de diâmetros internos 0,61 mm e 0,83 mm foram, respectivamente, de $\pm 0,30$ μm e $\pm 0,15$ μm .

4.2 Comparação com Dados Experimentais - Regime Permanente

Com o objetivo de validar o modelo proposto neste trabalho, são apresentados neste Item as comparações entre os resultados calculados e os dados experimentais obtidos por Mendonça (1996) e Zangari (1998) para escoamentos, no regime permanente, do fluido refrigerante HFC-134a.

Nas figuras 4.1 a 4.4 são mostradas as comparações entre algumas distribuições de temperatura do refrigerante medidas por Zangari (1998) e calculadas pelo presente modelo ao longo do tubo capilar e da linha de sucção para trocadores de calor do tipo concêntrico. Nessas figuras, os índices I, II e III indicam, respectivamente, as regiões de entrada, do trocador de calor e de saída ao longo do tubo capilar. Mostram-se as temperaturas medidas por Zangari (1998) ao longo da parede externa do tubo capilar e da linha de sucção e as temperaturas do fluido refrigerante medidas no interior da linha de sucção. Em cada figura, apresenta-se também a diferença percentual entre os valores de vazão em massa calculados e medidos. A vazão em massa é calculada pelo procedimento iterativo descrito no Item 3.3, usando-se a Eq. (3.16).

Tabela 4.1 - Características geométricas dos trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção laterais (Mendonça, 1996).

TUBO CAPILAR						
	A		B			
$d_{i,c}$ (mm)	0,83		0,61			
L (m)	4,001		4,000			
ϵ (μm)	0,58		2,13			
TROCADOR DE CALOR						
	01	02	03	04	05	06
$d_{i,s}$ (mm)	4,80	7,86	7,86	7,86	7,86	7,86
L_{tc} (m)	1,597	2,670	1,605	1,600	1,607	1,599
L_e (m)	0,533	1,067	1,067	1,067	2,316	534

Tabela 4.2 - Características geométricas dos trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção concêntricos (Zangari, 1998).

TUBO CAPILAR				
	A	B	C	D
$d_{i,c}(\text{mm})$	0,83	0,61	0,83	0,61
L(m)	3,963	3,963	3,0	3,0

TROCADOR DE CALOR			
	$d_{i,s}(\text{mm})$	$L_{tc}(\text{m})$	$L_e(\text{m})$
01	7,86	2,20	0,19
02	7,86	2,2	0,2
03	7,86	2,2	0,2
04	6,3	1,0	0,6
05	6,3	2,2	0,6
06	7,86	0,998	0,195
07	6,3	1,0	0,2
08	6,3	2,2	0,2
09	7,86	0,998	0,604
10	7,86	2,2	0,62
11	7,86	2,2	0,202
12	7,86	0,998	0,201
13	6,3	1,0	0,601
14	6,3	2,2	0,6
15	7,86	2,2	0,6
16	7,86	0,998	0,603
17	6,3	1,0	0,2
18	6,3	2,2	0,2
19	7,86	2,2	0,2
20	7,86	1,605	1,067

Na legenda das Figs. 4.1 a 4.4 apresentam-se as condições de operação de cada caso, a pressão, p_e , e o grau de sub-resfriamento, ΔT_{sub} , medidos na entrada do tubo capilar e a temperatura, $T_{e,s}$, medida na entrada da linha de sucção.

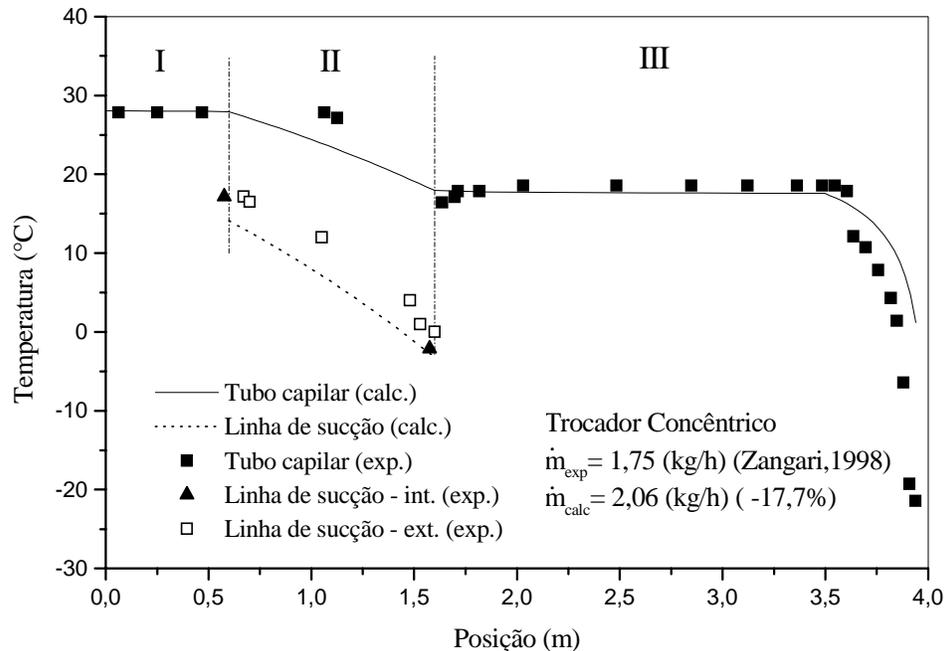


Figura 4.1 - Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Zangari, 1998) e calculados: tubo capilar B – trocador de calor 04 ($p_e=902$ kPa, $\Delta T_{sub}=7,7^\circ\text{C}$, $T_{e,s}=-3,2^\circ\text{C}$).

Observa-se nas Figs. 4.1 a 4.4 uma boa concordância entre os perfis de temperatura medidos e calculados apesar da discordância entre os valores da vazão em massa medidos e calculados.

Nota-se também que, para esses casos, o escoamento permanece no estado líquido sub-resfriado até uma posição muito próxima à saída do tubo, a partir da qual a queda mais acentuada da temperatura ao longo do tubo caracteriza a presença de escoamento bifásico.

É importante mencionar que, na maioria dos dados experimentais apresentados por Mendonça (1996) e Zangari (1998) a região de escoamento bifásico limita-se a uma pequena extensão próxima a saída do tubo. Em média, o ponto de início de vaporização ocorreu a uma distância de 0,20 m da saída do tubo capilar.

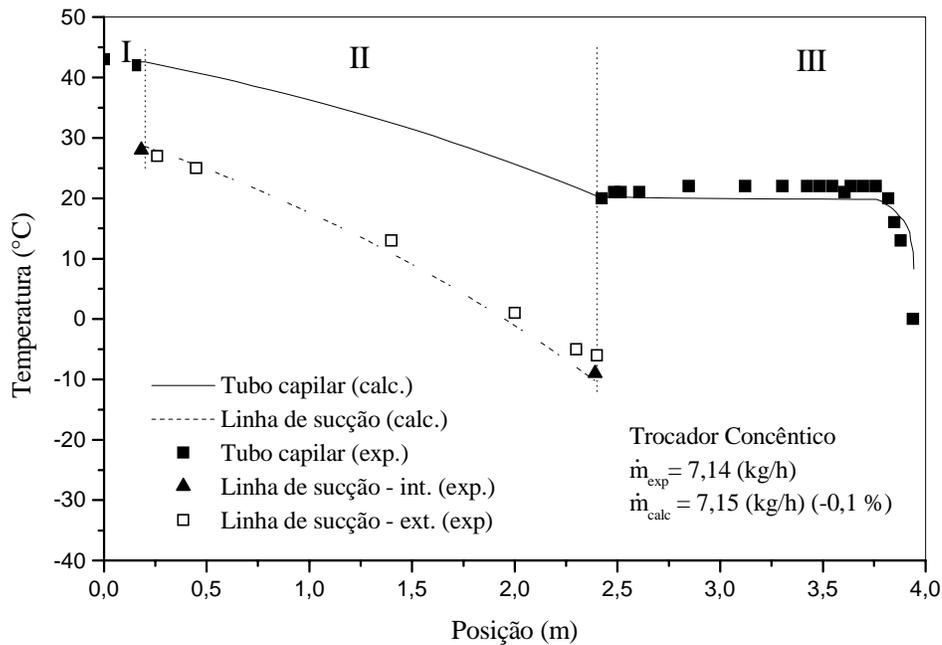


Figura 4.2 - Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Zangari, 1998) e calculados: tubo capilar A – trocador de calor 08 ($p_e=1402 \text{ kPa}$, $\Delta T_{\text{sub}}=10,1^\circ\text{C}$, $T_{e,s}=-10,3^\circ\text{C}$).

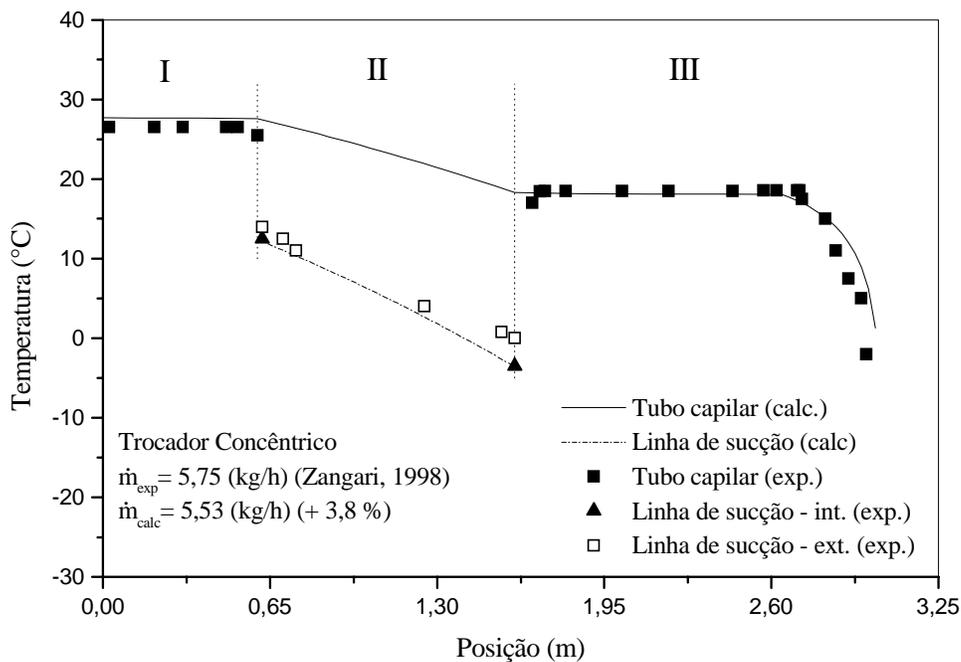


Figura 4.3 - Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Zangari, 1998) e calculados: tubo capilar C – trocador de calor 13 ($p_e=901 \text{ kPa}$, $\Delta T_{\text{sub}}=8,0^\circ\text{C}$, $T_{e,s}=-3,5^\circ\text{C}$).

Na figura 4.5, apresenta-se a distribuição de pressão do fluido refrigerante calculada ao longo do tubo capilar, relativo ao caso apresentado na Fig. 4.4: tubo capilar D – trocador de calor 15. Nota-se o comportamento típico do escoamento ao longo de um tubo capilar, ou seja, o decréscimo de pressão é linear enquanto o fluido permanecer no estado líquido sub-resfriado. Na porção final do tubo, região III, ocorre a vaporização de uma parcela do fluido refrigerante e a redução de pressão é consideravelmente maior, em razão da maior aceleração e dos efeitos viscosos no escoamento bifásico.

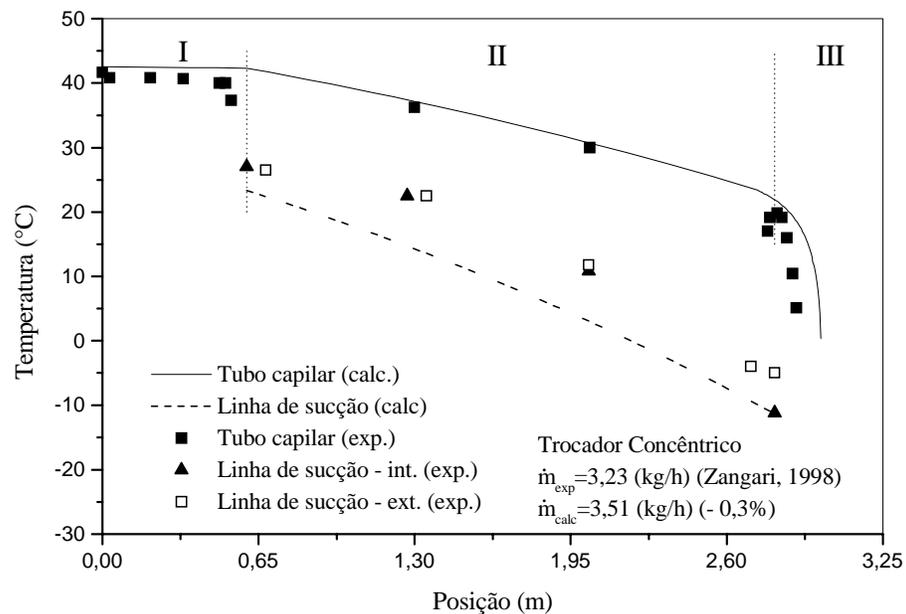


Figura 4.4 - Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Zangari, 1998) e calculados: tubo capilar D – trocador de calor 15 ($p_e = 1399 \text{ kPa}$, $\Delta T_{sub} = 10,1^\circ\text{C}$, $T_{e,s} = -11,2^\circ\text{C}$).

A variação da entalpia do fluido refrigerante em função da pressão ao longo do tubo capilar é mostrada no diagrama p-h na Fig. 4.6, para as mesmas condições de operação referentes à Fig. 4.4. Observa-se que na região I, de entrada, a entalpia mantém-se praticamente constante e na região III, de saída, apresenta uma pequena redução quando comparada com a que ocorre na região do trocador de calor, região II.

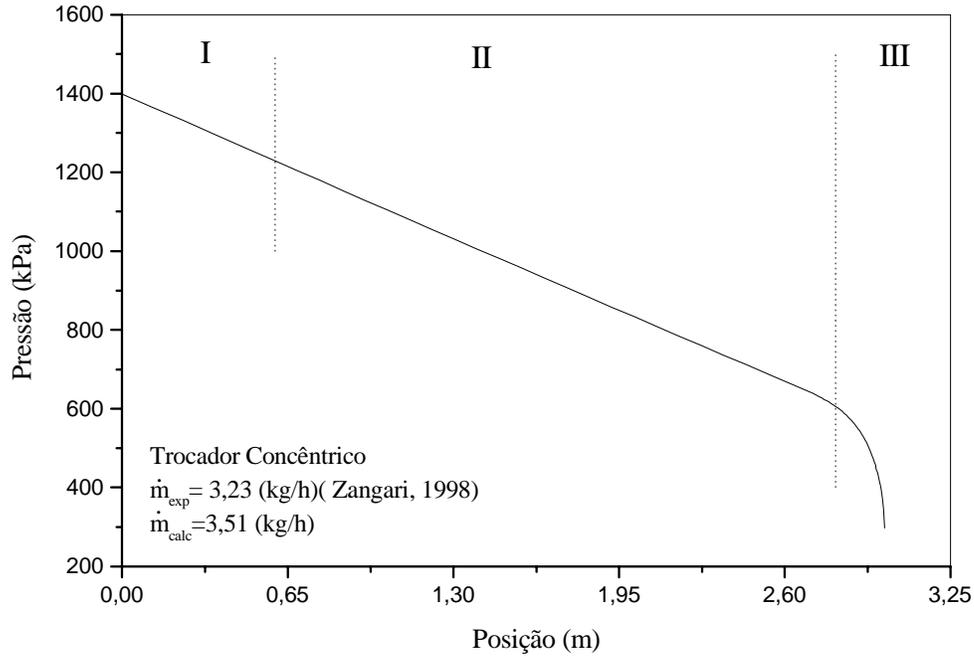


Figura 4.5 - Distribuição de pressão ao longo do tubo capilar D – trocador de calor 15.

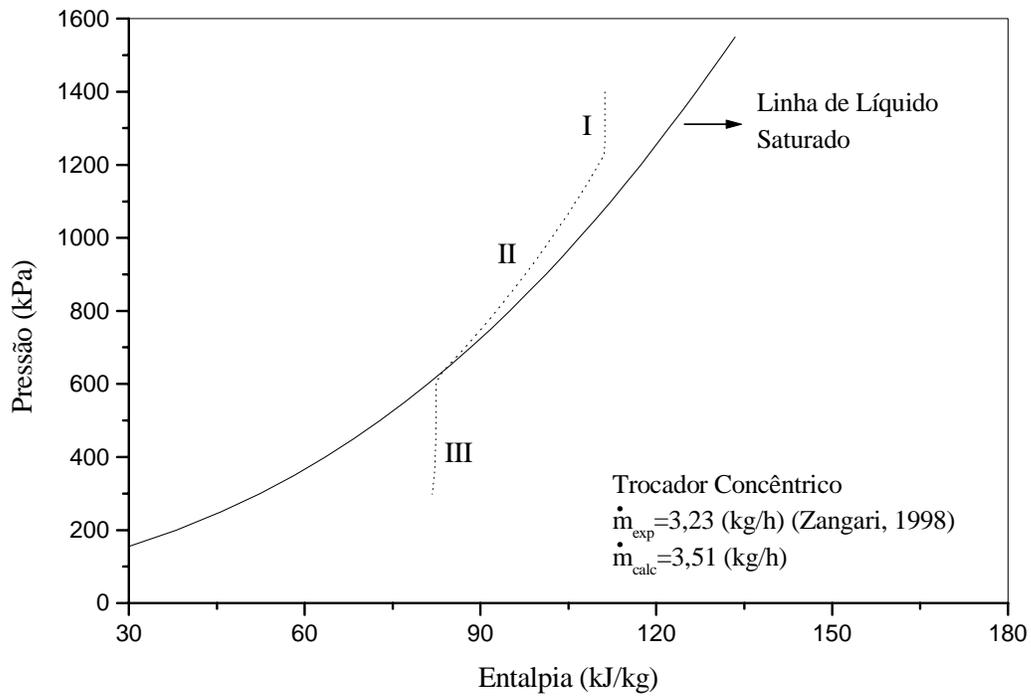


Figura 4.6 – Diagrama p-h: tubo capilar D – trocador de calor 15.

Nas figuras 4.7 e 4.8 são apresentadas as distribuições de temperatura do refrigerante, obtidas para diferentes condições de operação, ao longo do tubo capilar e da linha de sucção para trocadores de calor do tipo lateral, nas quais os resultados calculados são comparados com os resultados experimentais de Mendonça (1996).

Observa-se para esses casos, que os perfis de temperatura calculados ao longo do tubo capilar resultam em temperaturas maiores do que os valores medidos, principalmente na região de saída do tubo capilar, região III. Tal fato foi observado em todos os testes realizados para os trocadores de calor do tipo lateral e pode estar relacionado à hipótese empregada na obtenção da equação da energia para o escoamento ao longo da linha de sucção, em que se desconsiderou a área efetiva de transferência de calor da junta de soldagem entre os tubos.

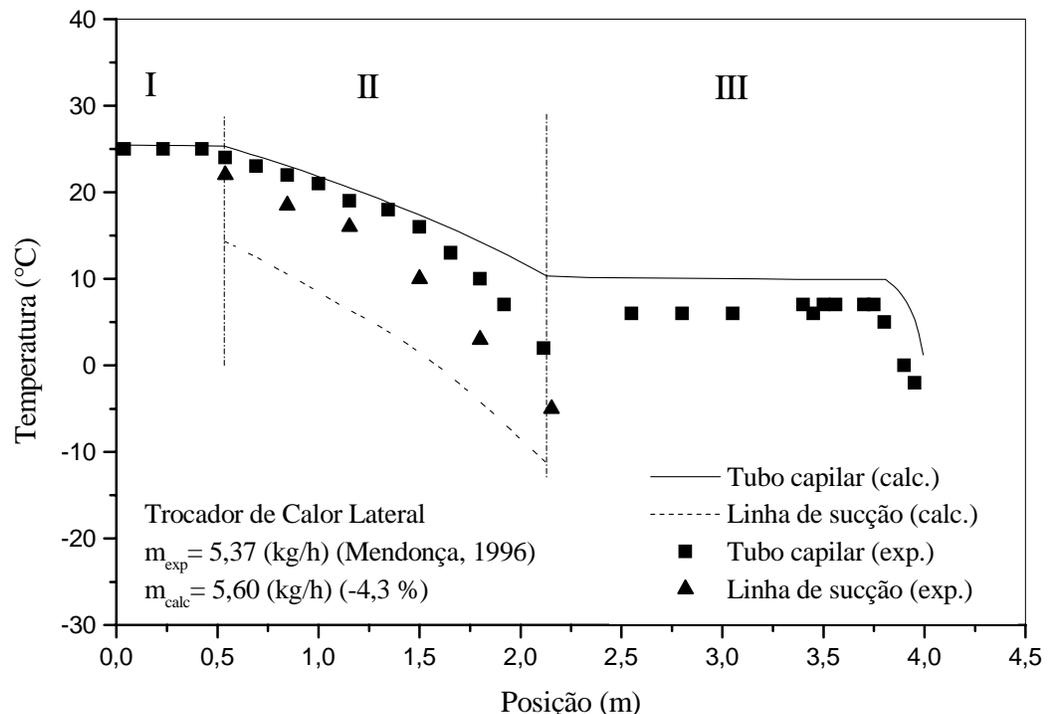


Figura 4.7 - Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Mendonça, 1996) e calculados: tubo capilar A – trocador de calor 01 ($p_e=90,6$ kPa, $\Delta T_{sub}=10,4^\circ\text{C}$, $T_{e,s}=-10,9^\circ\text{C}$).

As comparações entre as vazões em massa calculadas pelo presente modelo e os dados

experimentais de Zangari (1998) e Mendonça (1996) são mostradas, respectivamente, nas Figs. 4.9 e 4.10. Em relação ao valores experimentais de Zangari (1998), trocadores de calor concêntricos, 81 % das vazões em massa calculadas pelo presente modelo encontram-se entre $\pm 10\%$ (vide Fig. 4.9), sendo que a diferença máxima encontrada foi de 25 %. Para os trocadores de calor laterais as vazões em massa calculadas encontram-se na faixa de $\pm 10\%$ em relação ao valores experimentais de Mendonça (1996) (vide Fig. 4.10).

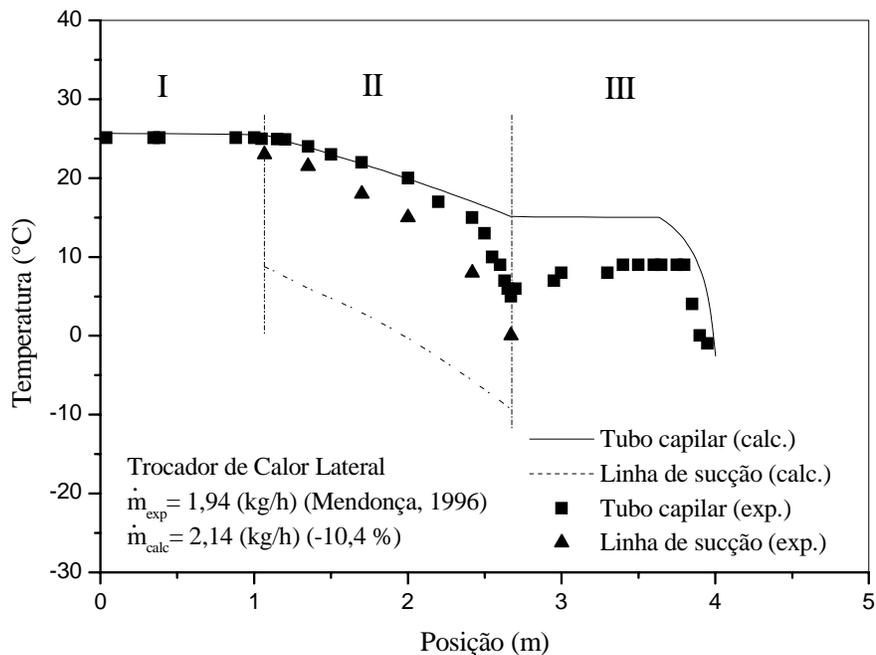


Figura 4.8 - Comparação entre os perfis de temperatura medidos por (Mendonça 1996) e calculados: tubo capilar B – trocador de calor 04 ($p_e=901,7 \text{ kPa}$, $\Delta T_{\text{sub}}=10,1^\circ\text{C}$, $T_{e,s}=-8,9^\circ\text{C}$).

Para uma avaliação qualitativa da comparação entre os resultados numéricos e os experimentais usa-se o desvio relativo médio, \bar{D} , calculado como a média, entre todos os testes realizados do valor absoluto da diferença entre o valor medido da vazão em massa e o valor calculado, em relação ao valor medido, ou seja,

$$\bar{D} = \frac{\sum_n \left(\frac{|\dot{m}_{\text{exp}} - \dot{m}_{\text{calc}}| 100}{\dot{m}_{\text{exp}}} \right)}{n} \quad (4.1)$$

na qual n é o número total de testes realizados.

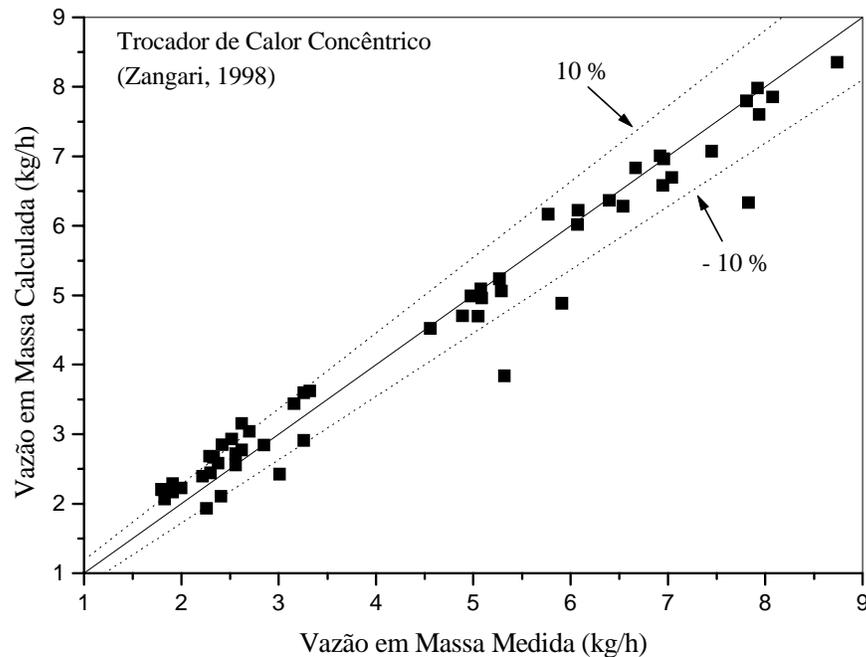


Figura 4.9 - Comparação entre as vazões em massa medidas (Zangari, 1998) e calculadas: trocador de calor concêntrico.

O desvio absoluto médio, \bar{D} , representa a qualidade do ajuste global, ou seja, a dispersão dos resultados do modelo em relação aos dados experimentais. Considerando, então, todos os testes realizados, os desvios absolutos médios foram de 8,6 % e 5,7 %, respectivamente, para os trocadores de calor concêntricos e trocadores de calor laterais.

4.3 Resultados para o Modelo Quase-Estático

Com o intuito de analisar o comportamento transiente do escoamento ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, o modelo é testado inicialmente considerando o regime de escoamento quase-estático ou pseudo-transiente, no qual o comportamento dinâmico do escoamento é definido apenas pela variação temporal das condições de contorno. Dessa forma, a vazão em

massa é calculada para o regime permanente com $\Delta t = 10^{15}$, conforme o procedimento de solução descrito no Item 3.2, considerando-se as condições de entrada no tubo em cada instante de tempo. O presente modelo quando empregado dessa forma é aqui denominado de modelo quase-estático.

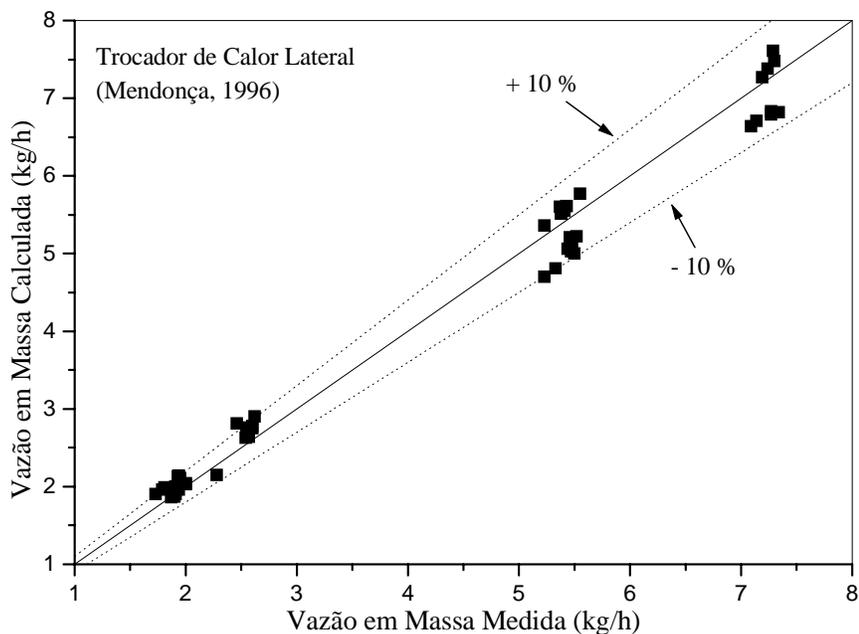


Figura 4.10 - Comparação entre as vazões em massa medidas (Mendonça, 1996) e calculadas: trocador de calor lateral.

Para simular, então, o comportamento dinâmico do escoamento, obtém-se inicialmente a solução do regime permanente e a partir daí, impõe-se uma variação com o tempo da temperatura do refrigerante na entrada do tubo capilar, $T_{rc,e}$.

Dessa forma, mantendo constante a pressão de entrada no tubo capilar, considera-se que a temperatura $T_{rc,e}$ seja reduzida em 12 °C, a partir de seu valor estabelecido no regime permanente, durante um intervalo de tempo de 240 s, de forma linear, segundo a equação dada por,

$$T_{rc,e} = T_{rc,e} \Big|_{\infty} - 0,05t \quad (4.2)$$

na qual o símbolo ∞ representa a temperatura do refrigerante na entrada do tubo capilar para o escoamento em regime permanente.

Na figura 4.11 apresentam-se as variações da vazão em massa em função do tempo ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção concêntricos, obtidos pelo modelo quase-estático. Nesses casos, foram usados o tubo capilar A e quatro configurações de trocadores de calor, cujas características geométricas são apresentadas na Tab. 4.2. As condições na entrada no tubo capilar, para o regime permanente, em cada caso da Fig. 4.11, são apresentadas na Tab.4.3.

Nota-se na Fig. 4.11, como esperado, que a redução linear com o tempo da temperatura do refrigerante na entrada do tubo capilar resulta em um aumento da vazão em massa ao longo do trocador de calor em função do tempo.

Tal fato é fisicamente consistente, pois a redução da temperatura do refrigerante de entrada no tubo, mantendo constante a pressão na entrada, aumenta o seu grau de sub-resfriamento e o trecho ao longo do tubo no qual o refrigerante escoava como líquido sub-resfriado, que, em consequência, aumenta a vazão em massa ao longo do tubo.

Tabela 4.3 - Condições de entrada no regime permanente, para os trocadores de calor concêntricos da Fig. 4.11.

Trocador de Calor	p_e (kPa)	ΔT_{sub} (°C)	$T_{rs,e}$ (°C)
07-caso a	1400	7,6	-3,1
07-caso b	901	10	-16,9
10	903	5	-11,1
20	905	5,2	-5,8

Esse fato pode ser melhor observado nas Figs. 4.12 e 4.13, nas quais estão apresentados, para o regime permanente e para diferentes instantes de tempo, (a) as características do escoamento no diagrama de p-h e as distribuições de: (b) temperatura; (c) pressão e (d) título ao longo do trocador

de calor. Na figura 4.12 os resultados são obtidos para o tubo capilar A e o trocador de calor 20 e na Fig. 4.13, para o tubo capilar A e o trocador de calor lateral 01.

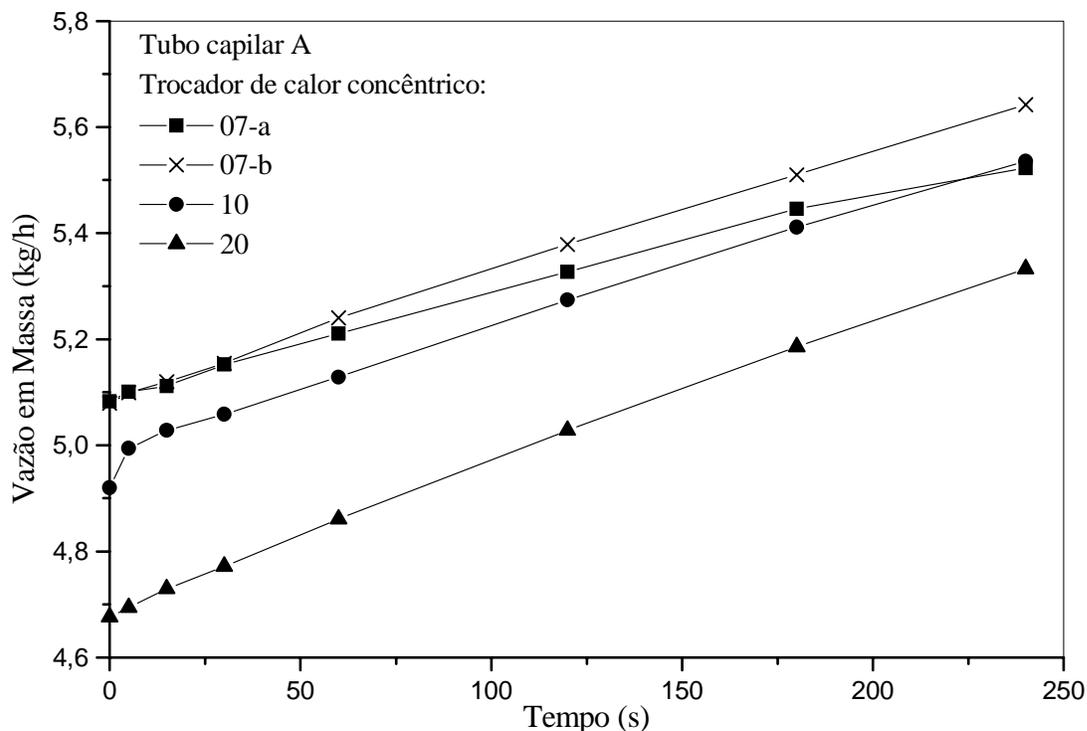


Figura 4.11 - Variação da vazão em massa em função do tempo: trocadores de calor concêntricos.

Observa-se nas Figs. 4.12 e 4.13 que a redução da temperatura do refrigerante na entrada do tubo capilar, com o tempo, faz com que o início da vaporização do refrigerante ocorra em distâncias maiores a partir da entrada do tubo capilar. Dessa forma, as linhas que representam o escoamento ao longo do tubo no diagrama p-h interceptam a linha de líquido saturado em pressões, ou entalpias, menores em cada instante de tempo. O atraso do início do ponto de vaporização do refrigerante ao longo do tubo em função do tempo, também pode ser observado nas Figs. 4.12 e 4.13 (b) e (c), nas quais os gradientes mais acentuados de temperatura e de pressão ocorrem sucessivamente em distâncias cada vez mais próximas da saída do tubo.

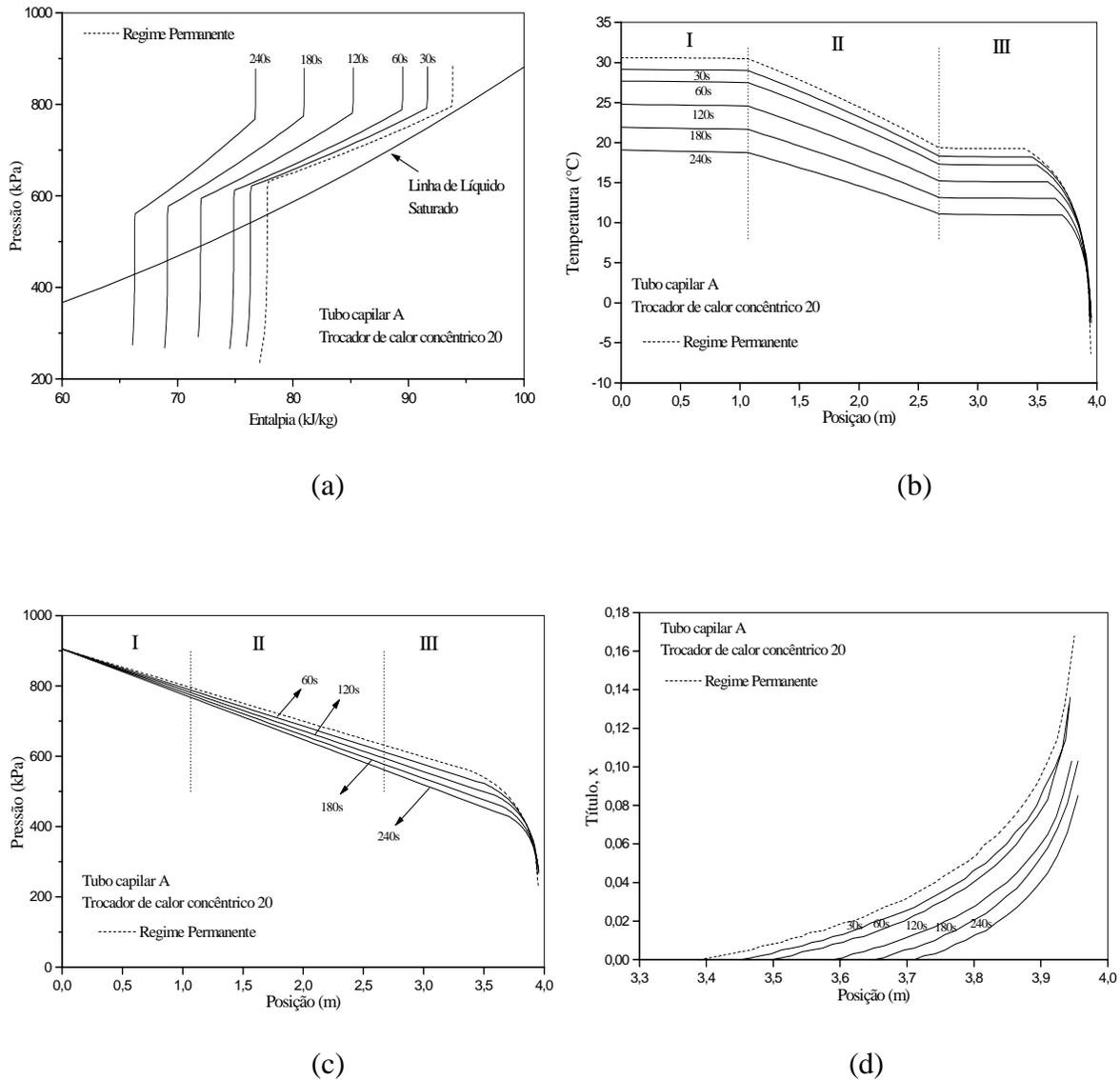


Figura 4.12 – (a) Diagrama pressão-entalpia e distribuições de: (b) temperatura; (c) pressão e (d) título ao longo do tubo capilar A – trocador de calor concêntrico 20.

Da mesma forma, nota-se nas Figs. 4.12 (d) e 4.13 (d) que a região de escoamento bifásico é reduzida com o avanço no tempo. Observa-se também que a variação do título ao longo do tubo não é linear e que seu aumento é cada vez maior à medida em que o escoamento se aproxima do final do tubo. Esse fato está de acordo com a interpretação física do escoamento, uma vez que na região

bifásica os efeitos de aceleração e de atrito aumentam o gradiente de pressão em direção à saída do tubo, propiciando uma vaporização cada vez maior.

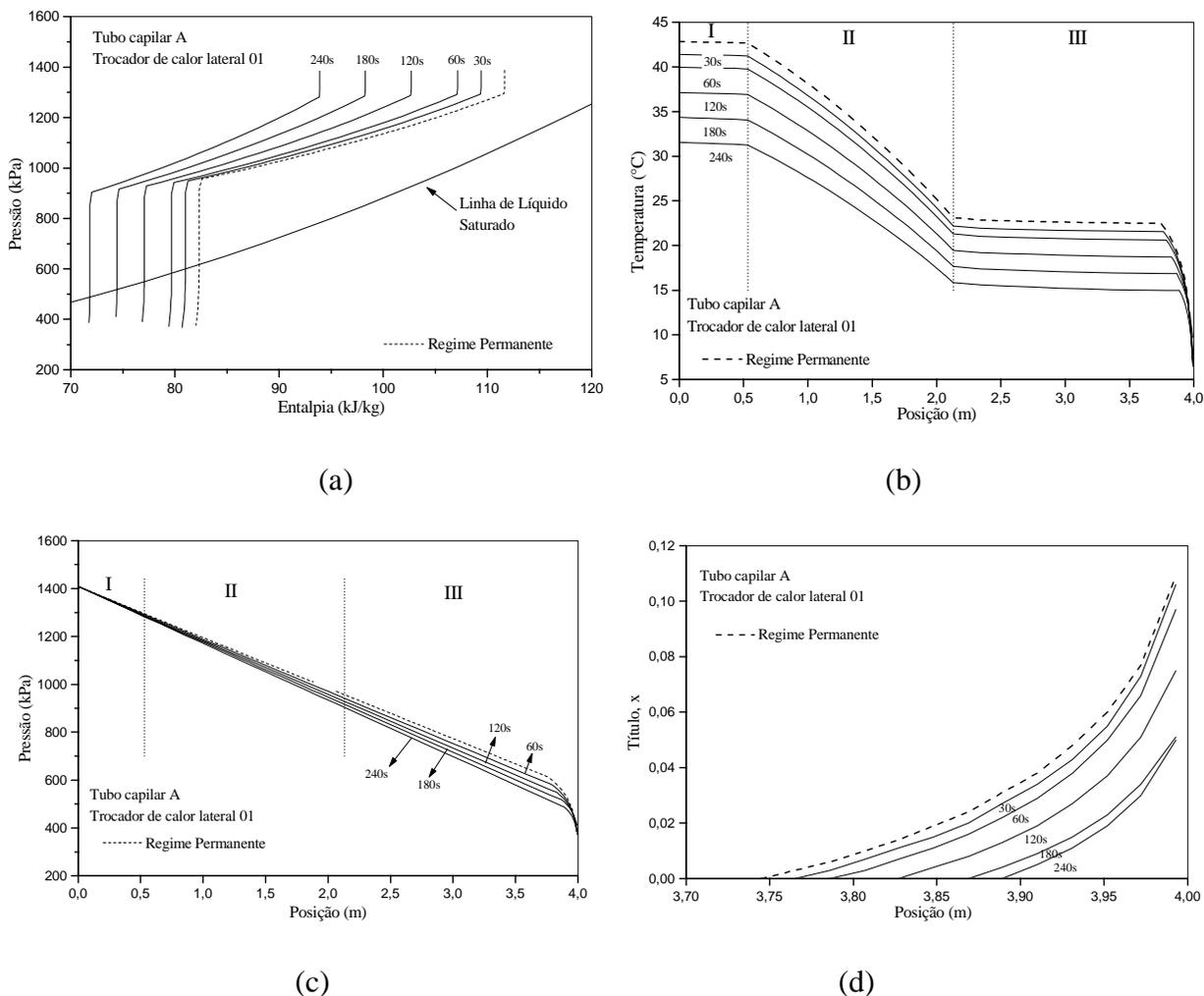


Figura 4.13 – (a) Diagrama pressão-entalpia e distribuições de: (b) temperatura; (c) pressão e (d) título ao longo do tubo capilar A – trocador de calor lateral 01.

4.4 Resultados para o Regime Transiente

Neste item o modelo que simula o escoamento transiente ao longo de trocadores calor tubo capilar-linha de sucção é efetivamente analisado. Assim, o sistema de equações governantes,

apresentado no Item 3.1, com os termos transientes inclusos, é resolvido iterativamente em cada instante de tempo. O presente modelo quando usado nessa forma é aqui denominado de modelo transiente.

O objetivo é analisar a influência dos termos transientes no comportamento dinâmico do escoamento, comparando os resultados com aqueles obtidos pelo modelo quase-estático. Nos trabalhos encontrados na literatura – Escanes et al. (1995) e Hermes (2000) – relataram-se uma pequena influência dos termos transientes sobre a vazão em massa ao longo de tubos capilares adiabáticos. Entretanto não foram encontrados resultados com esse tipo de comparação para o caso não-adiabático. Para essa situação, somente foram encontrados na literatura, resultados obtidos segundo o modelo quase-estático.

No presente trabalho, para simular o escoamento transiente ao longo do trocador de calor, o procedimento inicial é aquele descrito no Item 4.3. Dessa forma, estabelecido o regime permanente, para uma dada condição de operação, impõe-se uma variação linear, com o tempo, da temperatura do refrigerante na entrada do tubo capilar dada pela Eq. (4.2).

Na figura 4.14 comparam-se os perfis de vazão em massa obtidos pelo modelo transiente e pelo modelo quase-estático ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção concêntricos, para as configurações geométricas do tubo capilar D e três trocadores de calor, de números 15, 17 e 18, apresentados na Tab. 4.2. As condições na entrada do tubo capilar para o regime permanente, em cada um dos caso mostrados na Fig. 4.14, são apresentados na Tab. 4.4.

Observa-se na Fig. 4.14, semelhante ao resultados mostrados na Fig. 4.11, que a variação transiente da vazão em massa ao longo dos tubos é linear ao longo de, praticamente, todo o intervalo de tempo analisado. Nota-se, entretanto, uma pequena alteração na derivada dos perfis de vazão em massa nos instantes iniciais do período transiente.

Nota-se também que os valores de vazão em massa calculados pelo modelo quase-estático são superiores àqueles calculados pelo modelo transiente. As diferenças médias entre os resultados obtidos para os trocadores de calor 15, 17 e 18 foram, respectivamente, de 1,0 %, 1,7 % e 1,5 %. Tal fato demonstra uma pequena influência dos termos transientes sobre o comportamento dinâmico do escoamento ao longo de tubos capilares não-adiabáticos, porém mais significativa do que na situação adiabática mencionada por Escanes et al. (1995) e Hermes (2000).

Para destacar essa influência, considerando um dos casos apresentados na Fig.4.14, tubo capilar D – trocador de calor 18, são mostrados nas Figs. 4.15 a 4.17, respectivamente, o diagrama p-h do escoamento, as variações de temperatura e pressão ao longo do tubo capilar, nos instantes de tempo 60 s, 120 s e 240 s, calculados pelos modelos transiente e quase-estático. Nessas figuras estão apresentadas, também, os respectivos resultados para o regime permanente.

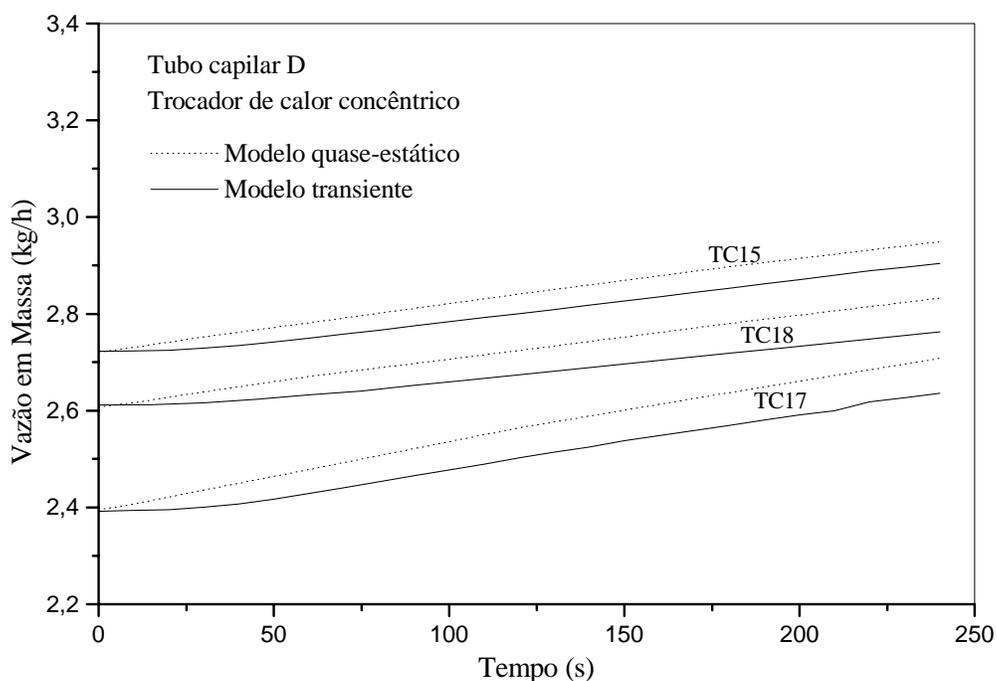


Figura 4.14 - Variações da vazão em massa em função do tempo calculadas pelos modelos transiente e quase-estático.

Tabela 4.4 - Condições de entrada no regime permanente para os trocadores de calor concêntricos da Fig. 4.14.

Trocador de Calor	p_e (kPa)	ΔT_{sub} (°C)	$T_{rc,e}$ (°C)	$T_{rs,e}$ (°C)
15	900	10,2	25,5	-17,0
17	903	7,5	28,3	-3,1
18	899	7,4	28,2	-6,0

Na figura 4.15, nota-se que os perfis de entalpia obtidos pelo modelo transiente estão deslocados para direita em relação aqueles obtidos pelo modelo quase-estático. Conseqüentemente, as temperaturas do refrigerante ao longo do tubo capilar em cada instante de tempo, obtidos pelo modelo transiente são maiores do que aquelas obtidas pelo modelo quase-estático (vide Fig. 4.16). Esse efeito torna-se menos pronunciado quando se comparam os perfis de pressão obtidos pelos dois modelos (vide Fig. 4.17).

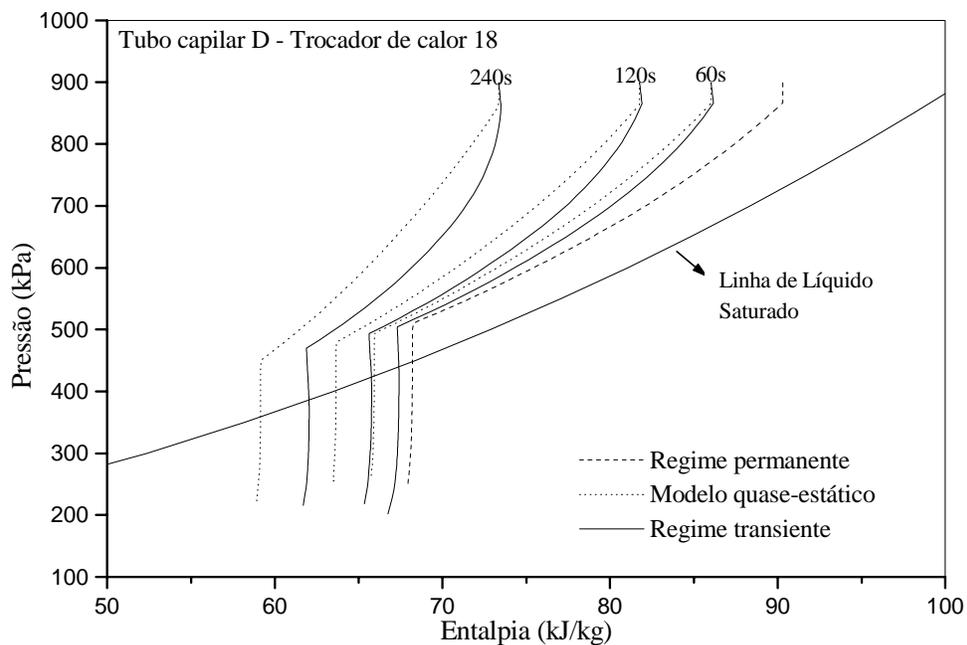


Figura 4.15 - Diagrama pressão-entalpia para a comparação entre os modelos transiente e quase-estático.

Uma outra forma de analisar o comportamento transiente do escoamento ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção é aquela empregada por Hermes (2000). Nesse caso, impõe-se condições de contorno geradas com base em resultados experimentais de ensaios *pull-down*. Tais ensaios consistem no acompanhamento da evolução transiente da pressão, temperatura e potência consumida pelo sistema de refrigeração, desde o início de seu funcionamento até a condição de regime permanente.

Segundo Hermes (2000), de modo geral as condições de contorno geradas a partir dos ensaios podem ser representadas pela equação dada por,

$$\phi = \phi_{\infty} + (\phi^{\circ} - \phi_{\infty})e^{-t/a} \quad (4.3)$$

na qual ϕ é uma variável genérica, ϕ° e ϕ_{∞} são, respectivamente, os valores dessa variável no instante inicial e na condição de regime permanente e a é uma constante de tempo. Observa-se que a função dada pela Eq. (4.3) é crescente para $\phi^{\circ} < \phi_{\infty}$ e decrescente para $\phi^{\circ} > \phi_{\infty}$, apresentando um comportamento assintótico em relação a ϕ_{∞} .

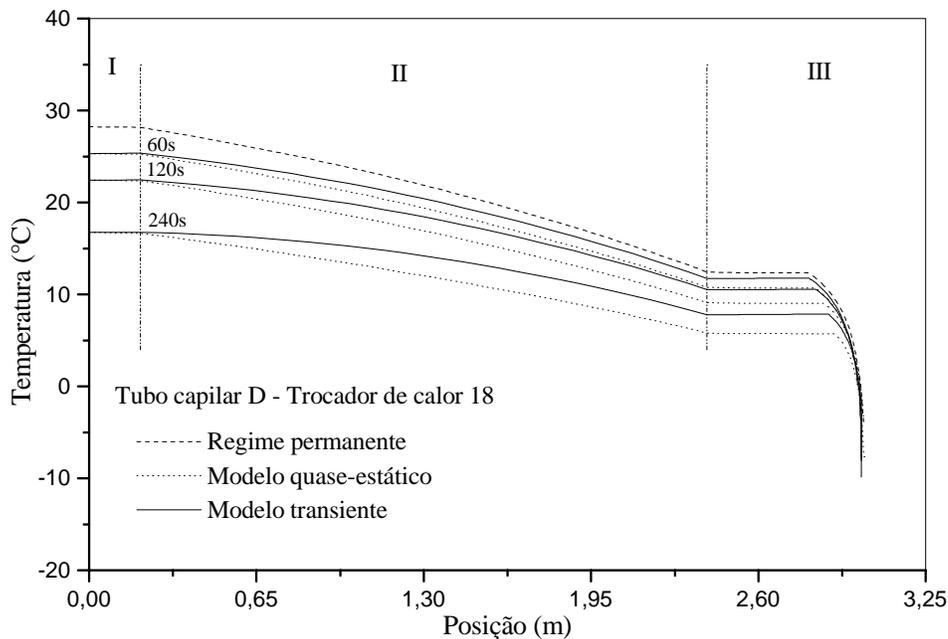


Figura 4.16 - Perfis de temperatura ao longo do tubo capilar: comparação entre os modelos transiente e quase-estático.

Embora no presente modelo não se tenha previsto a simulação do regime transiente na condição de partida do sistema, analisa-se o caso em que, a partir da solução do regime permanente, para uma condição de operação específica, a temperatura na entrada do tubo capilar é reduzida de forma similar àquela dada pela Eq. (4.3). Essa redução fará com que, após um

período transiente, uma nova condição de regime permanente se estabeleça, simulando assim, a variação das condições de operação do sistema, às quais um equipamento de refrigeração ou ar-condicionado está frequentemente submetido.

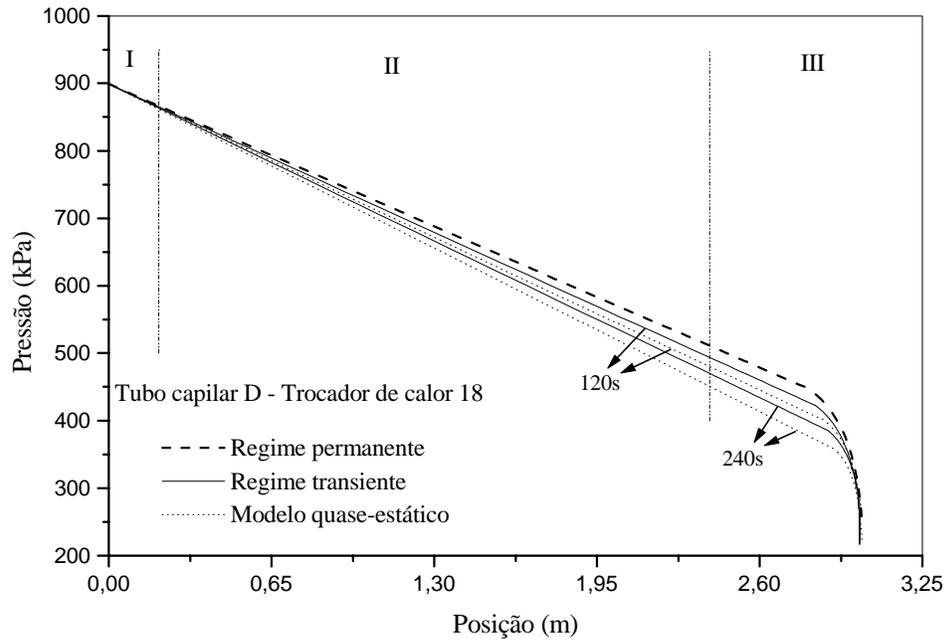


Figura 4.17 - Perfis de pressão ao longo do tubo capilar: comparação entre os modelos transiente e quase-estático.

Dessa forma, a temperatura do refrigerante na entrada do tubo capilar, $T_{rc,e}$, é reduzida de acordo com a equação dada por,

$$T_{rc,e} = T_{rc,\infty} + (T_{rc,e}^o - T_{rc,\infty})e^{-t/a} \quad (4.4)$$

na qual $T_{rc,e}^o$ e $T_{rc,\infty}$ são as temperaturas na entrada do tubo capilar no regime permanente, respectivamente, para as condições inicial e final.

Considerando a configuração geométrica do tubo capilar D com o trocador de calor concêntrico 15 apresentadas na Tab. 4.2, na Fig. 4.18 mostram-se as condições de temperatura do refrigerante prescritas na entrada do tubo, dadas pela Eq. (4.4), para os valores da constante

de tempo $a = 50, 100$ e 150 . Para esses casos a condição de operação inicial é: $T_{rc,e}^o = 42,5 \text{ } ^\circ\text{C}$, $\Delta T_{sub}^o = 10,1 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_{rs,e}^o = -11,2 \text{ } ^\circ\text{C}$ e a temperatura da entrada no tubo capilar é reduzida para $T_{re,\infty} = 27,5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Na figura 4.18 observa-se que as temperaturas de entrada no tubo capilar atingem a nova condição de regime permanente após, aproximadamente, 300, 600 e 800 s, respectivamente, para as constantes de tempo 50, 100 e 150.

Na figura 4.19 apresenta-se as variações com o tempo da vazão em massa de refrigerante ao longo do tubo capilar, obtidas pelos modelos transiente e quase-estático, para a condição de temperatura na entrada do tubo com $a = 100$. Para o modelo transiente apresentam-se as distribuições de vazão em massa na entrada e na saída do tubo capilar e, para o modelo quase-estático, apenas a variação ao longo do tempo, pois nesse caso a vazão em massa não varia espacialmente ao longo do tubo. Nota-se que as vazões em massa na entrada e na saída do tubo, estimados pelo modelo transiente, são praticamente iguais ao longo de todo o período transiente.

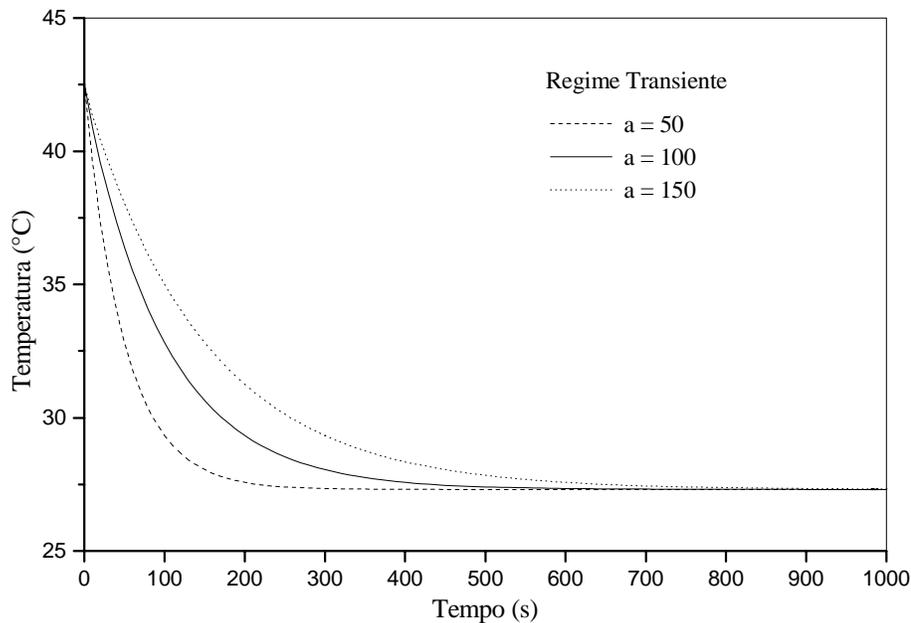


Figura 4.18 – Condições prescritas do refrigerante na entrada do tubo capilar.

Observa-se na Fig. 4.19, segundo ambos os modelos, que a vazão em massa aumenta de

3,51 até 3,8 kg/h em, aproximadamente 400 s. Entretanto, durante o período transiente os valores estimados pelo modelo quase-estático são superiores aos do modelo transiente, tendência essa já observada nas comparações apresentadas na Fig. 4.14.

Mais uma vez, essa diferença indica que os termos transientes das equações governantes podem ser significativos na determinação do comportamento dinâmico do escoamento ao longo de tubos capilares não-adiabáticos.

Na figura 4.20 são mostrados as distribuições transientes de vazão em massa de refrigerante, em função das diferentes constantes de tempo consideradas nos perfis de temperatura prescritos na entrada do tubo capilar. As taxas de crescimento da vazão estão de acordo com as condições apresentadas na Fig. 4.18, ou seja, reduções mais rápidas de temperatura na entrada do tubo, implicam em maiores taxas de crescimento da vazão em massa ao longo do tubo capilar.

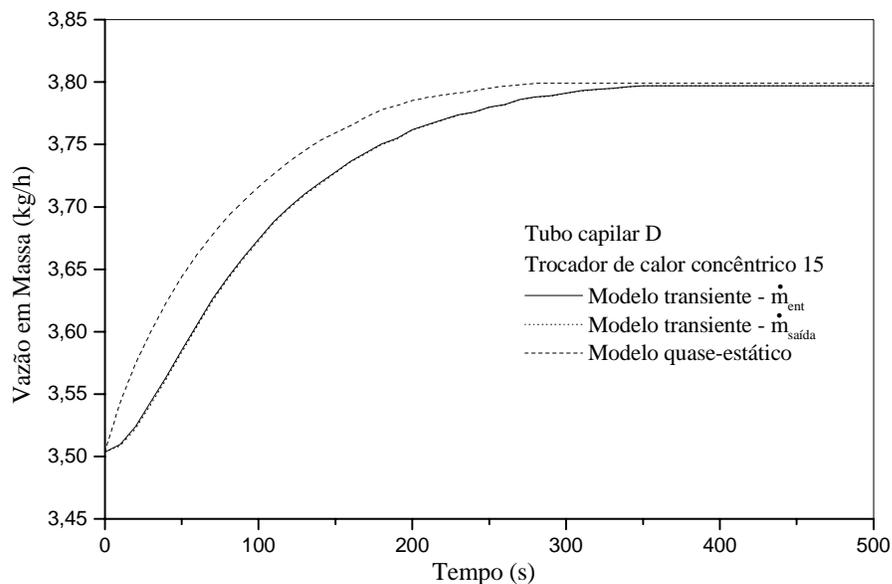


Figura 4.19 – Variações ao longo do tempo das vazões em massa de refrigerante: modelos transiente ($a=100$) e quase-estático.

Entretanto, nota-se uma descontinuidade na derivada dos perfis mostrados na Fig. 4.20, no ponto que determina o término do período transiente. Essa descontinuidade está relacionada com o procedimento de correção da vazão em massa em função do comprimento calculado do tubo, uma vez que apresentou-se pouco sensível para pequenas variações da temperatura do refrigerante na entrada do tubo capilar.

Dessa forma, enquanto variações nas temperaturas de entrada ainda podem ser percebidas na Fig. 4.18, nota-se na Fig. 4.20 que a condição de regime permanente já foi alcançada após 180, 360 e 400 s, respectivamente, para os casos de constantes de tempo $a = 50$, 100 e 150.

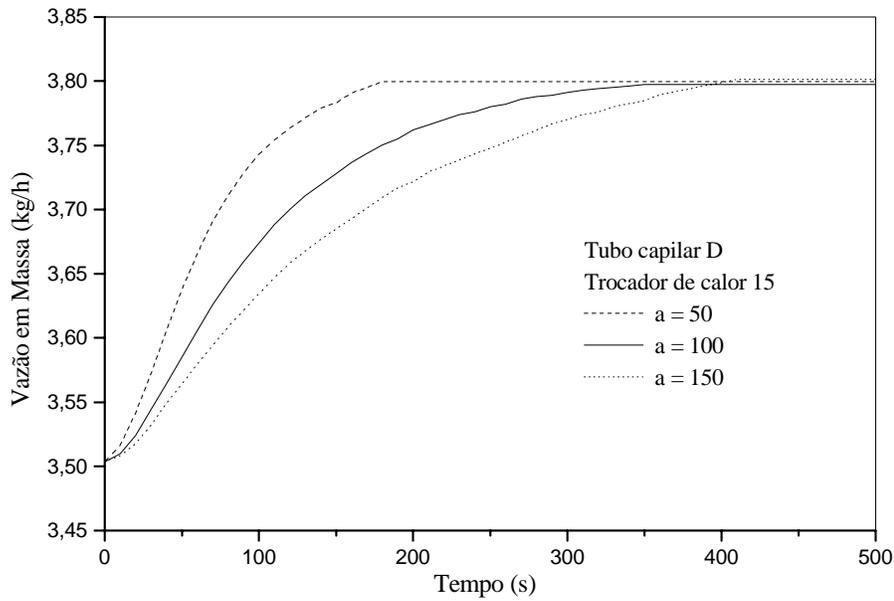


Figura 4.20 – Variações ao longo do tempo das vazões em massa de refrigerante para diferentes constantes de tempo.

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Nesse trabalho apresenta-se um modelo numérico para a simulação do escoamento, que ocorre em contracorrente, ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, geralmente usados nos sistemas de refrigeração e ar-condicionado de pequeno porte. Nesse modelo, o tubo capilar e a linha de sucção são considerados retos, horizontais, com escoamento unidimensional e sem considerar efeitos de metaestabilidade.

O escoamento ao longo do tubo capilar é dividido em duas regiões: uma em que o fluido refrigerante encontra-se no estado de líquido sub-resfriado e outra de escoamento bifásico líquido-vapor. Ao longo da linha de sucção, a pressão é considerada constante, igual à pressão de evaporação do sistema, e o fluido refrigerante encontra-se no estado de vapor superaquecido.

O modelo permite o cálculo, nos regimes permanente e transiente, da vazão em massa de fluido refrigerante ao longo dos tubos, das distribuições locais de pressão e do título ao longo do tubo capilar e de temperatura do refrigerante e temperatura da parede dos tubos capilar e da linha de sucção.

As equações governantes do problema são discretizadas usando-se uma variação do método de volumes finitos e o sistema de equações algébricas resultante é solucionado iterativamente, ponto-a-ponto, por substituições sucessivas, ao longo do tubo capilar e da linha de sucção. A vazão em massa de refrigerante ao longo dos tubos é calculada por um procedimento iterativo adicional, conhecidos as demais condições de operação e os parâmetros geométricos do trocador

de calor. Tal procedimento adicional é necessário, pois as equações governantes dependem da vazão de refrigerante.

O desenvolvimento deste trabalho levou às seguintes conclusões:

- As comparações entre os resultados obtidos pelo modelo e os dados experimentais foram prejudicados, ou mesmo impedidos de serem realizados em alguns casos, em virtude da falta de informações sobre as condições de operação e mesmo sobre alguns parâmetros geométricos na maioria dos trabalhos experimentais disponíveis na literatura;
- Os dados experimentais de Mendonça (1996) e Zangari (1998), para a condição de regime permanente, foram usados na validação do modelo. Uma boa concordância entre os resultados calculados e os dados experimentais foi obtida, tanto em termos de vazão em massa, como em termos de perfis de temperatura. Considerando todas as comparações realizadas, o desvio relativo médio encontrado para as vazões foi de 8,6 % para trocadores de calor concêntricos e 5,7 % para trocadores de calor laterais;
- Os resultados para o escoamento do refrigerante ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção no regime transiente foram comparados com aqueles obtidos pelo modelo quase-estático e obtiveram-se diferenças médias de aproximadamente 2 % entre os valores calculados da vazão em massa. Observaram-se também diferenças entre os perfis de pressão, temperatura e entalpia do refrigerante ao longo do tubo capilar, calculados pelos modelos transiente e quase-estático. Tal fato, a despeito da pequena diferença entre os valores da vazão em massa, indica que a influência dos termos transientes das equações governantes sobre o comportamento dinâmico do escoamento em tubos capilares não-adiabáticos, pode ser mais significativa do que na situação adiabática. Escanes et al. (1995) e Hermes (2000) demonstraram que esses termos são pouco significativos para o escoamento transiente ao longo de tubos capilares adiabáticos, uma vez que os resultados estimados pelos modelos transiente e quase-estático apresentaram valores muito próximos;
- O método numérico usado na solução do sistema de equações governantes e o procedimento

iterativo de cálculo da vazão em massa de refrigerante, mostraram-se eficientes, embora tenham apresentado dificuldades de convergência em alguns dos casos testados. Além disso, o procedimento de correção do valor da vazão em massa, em função do comprimento calculado do tubo capilar, mostrou-se pouco sensível para pequenas variações da temperatura do refrigerante na entrada do tubo capilar;

- O tempo de CPU para a obtenção da solução do regime transiente é muito reduzido, em média inferior a 2 min, em um computador AMD Athlon XP, 1800 MHz com 256 Mb de memória RAM.

A partir dessas conclusões e considerando as dificuldades que surgiram durante o desenvolvimento deste trabalho, observa-se que ainda há muito a pesquisar para melhorar o entendimento dos complexos fenômenos e, conseqüentemente, aproximar cada vez mais da situação real a modelagem do escoamento ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção.

Em relação ao modelo apresentado neste trabalho salienta-se a necessidade de adaptar o procedimento de análise para a simulação de transientes de partida, muito comuns nos sistemas de refrigeração de pequeno porte que são controlados pelo método liga-desliga.

Além disso, é importante que se implementem métodos mais sofisticados para a determinação da vazão em massa de refrigerante, principalmente, para a solução da condição transiente em razão dos problemas mencionados.

Sugere-se ainda a implementação de rotinas do tipo REFPROP (McLinden et al., 1998) com o objetivo de analisar e comparar o desempenho de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção para o escoamento de diferentes fluidos e de misturas de fluidos refrigerantes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bansal, P. K. and Xu, B., 2003, “A Parametric Study of Refrigerant Flow in Non-Adiabatic Cappillary Tubes”, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, p. 397-408.

Barbazelli, M. R., 2000, “Análise do Escoamento Bifásico em Tubos Capilares Não-Adiabáticos usando o Modelo de Dois Fluidos”, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista - “Júlio de Mesquita Filho”, Ilha Solteira-SP, 129p.

Bolstad , M. and Jordan, R. C., 1948, “Theory and Use of The Capillary Tube Expansion Device”, Refrigerating Engineering, Vol. 56, n. 12, June, pp. 519-523.

Chen, D. and Lin, S., 2001, “Underpressure of Vaporization of Refrigerant R-134 a Through a Diabatic Cappillary Tube”, Internacional Journal of Refigeration, Vol. 24, p. 261-271.

Churchill, S. W., 1977, “Friction Fator Equation Spans all Fluid Flow Regimes”, Chemical Engineering, Vol. 84, p. 91-92 .

Churchill, S. W. and Chu, H. S., 1975, “Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 18, p. 1049.

Colebrook, C. F., 1938. “Turbulent Flow in Pipes, with Particular Reference to the Transition Region between the Smooth and Rough Pipes Laws”, Journal of Institute Civil Engineers, London, Vol. 11, p. 133-156.

Collier, J. G., 1972, "Convective Boiling and Condensation", 2^a Edition, McGraw-Hill.

Dirik, E.; Inam, C.; Tanes, M. Y., 1994, " Numerical and Experimental Studies on Adiabatic and Non-Adiabatic Capillary Tubes, Proceedings of the 1994 International Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, p. 365-370.

Erth, R. A., 1970, "Two -Phase Flow in Refrigeration Capillary-Tube : Analysis and Prediction", Ph.D. Thesis, Purdue University, USA, 120p.

Escanes, F., Pérez-Segarra, C. D. and Oliva, A., 1995, "Numerical Simulation of Capillary-Tube Expansion Devices", International Journal of Refrigeration, V. 18 (2), p. 113-122.

Fauske, H. K., 1962, "Contribution to the Theory of Two-Phase, One-Component Critical Flow", Argonne National Laboratory, ANL-6633, Argonne, Illinois.

García-Valladares, O., Pérez-Segarra, C. D. and Oliva, A., 2002-a, "Numerical Simulation of Capillary Tube Expansion Devices Behavior with Pure and Mixed Refrigerants Considering Metastable Region. Part I: Mathematical Formulation and Numerical Model", Applied Thermal Engineering, Vol. 22, p. 173-182.

García-Valladares, O., Pérez-Segarra, C. D. and Oliva, A., 2002-b, "Numerical Simulation of Capillary Tube Expansion Devices Behavior with Pure and Mixed Refrigerants Considering Metastable Region. Part II: Experimental Validation and Parametric Studies", Applied Thermal Engineering, Vol. 22, p. 379-391.

Gnielinski, V., 1976, " New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", International Chemical Engineering, Vol. 16, p. 359-368.

Gonçalves, J. M., 1994, “Análise Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares”, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 118p.

Hermes, C. J. L., 2000, “Desenvolvimento de Modelos Matemáticos para a Simulação Numérica de Refrigeradores Domésticos em Regime Transiente”, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, 255p.

James, E. ^a J., 1984, “Gas Dynamics”, Allyn and Bacon Inc., United States.

Kakaç, S., Shah, R. K. and Aung, W., 1987, “Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer”, Wiley-Interscience, New York.

Lin, S., Kwok, C. K., Li, R. Y., Chen, Z. Y., 1991, “Local Friction Pressure Drop During Vaporization of R-12 Through Capillary Tubes”, Int. Journal of Multiphase Flow, Vol. 17, n. 1, pp. 95-102.

McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, “NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerants Mixtures - REFPROP”, Version 6.01, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg Maryland, USA.

Melo, C., Mendonça, K. C. e Mezavila, M. M., 1998, “Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção do tipo Lateral: Simulação e Experimentos”, Anais – V Norte-Nordeste – VCEM, Vol. 3, pp. 195-202.

Melo, C. e Negrão, C. O. R., 1988, “Simulação Numérica de Tubos Capilares Utilizados como Dispositivos de Expansão em Sistemas de Refrigeração”, II ENCIT, Águas de Lindóia, SP, Anais, pp. 221-224.

Melo, C.; Vieira, L. A. T.; Pereira, R. H., 2002, “Non-Adiabatic Cappillary tube Flow with Isobutane”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, p. 166-1672.

Melo, C.; Ferreira, R. T. S.; Boabaid Neto, C.; Gonçalves, J. M.; Stahelin, R., 1995, “Análise do Desempenho de Tubos Capilares-Parte III”, Relatório de Pesquisa-Convênio EMBRACO/FEESC/EMC/UFSC. Núcleo de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar (NRVA), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC.

Mendonça, K. C., 1996, “Análise Experimental de Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção do Tipo Lateral”, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC.

Mezavilla, M. M., 1995, “Simulação do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares Não-Adiabáticos”, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 120p.

Mikol, E. P., 1963, “Adiabatic Single and Two-Phase Flow in Small Bore Tubes”, *ASHRAE Journal*, Vol. 57, n. 11, pp. 75-86.

Okazaki, M., 1980, “Theoretical Study for Aceccelerated Two-Phase Flow (I), Constant Area Flow” *Bulletin of the JSME*, Vol. 23, n. 178, p. 536-544.

Pate, M. B., 1982, “A Theoretical and Experimental Analysis of a Capillary Tube – Suction Line Heat Exchanger”, Ph. D. Thesis, Purdue University.

Peixoto, R. A., 1994, “Análise Teórico-Experimental do Escoamento do Fluido Refrigerante HFC-134a em Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção Utilizados em Sistemas de Refrigeração”, Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da USP, São Paulo, 185p.

Pinheiro, A. P. B., 2001, “Os Caminhos do Mercado na Substituição do R-22”, Tecnologia da Refrigeração, RPA Editorial Ltda, Ano 02, n. 14, pp. 14-21.

Seixlack, A. L., 1996, “Modelagem do Escoamento Bifásico em Tubos Capilares”, Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 146p.

Sleicher, C. A. and Rouse, M. W., 1975, “A Convenient Correlation for Heat Transfer to Constant and Variable Property Fluids in Turbulent Pipe Flow”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 18, p. 677-683.

Sinpiboon, J.; Wongwises, S., 2002, “Numerical Investigation of Refrigerant Flow Through Non-Adiabatic Capillary Tubes”, Applied Thermal Engineering Vol. 22, p. 2015-2032.

Xu, B.; Bansal, P. K., 2002, “Non-Adiabatic Capillary Tube Flow: a Homogeneous Model and Process Description”, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, p. 1801-1819.

Zangari, J. M., 1998, “Análise Experimental de Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção do Tipo Concêntrico”, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC.

PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS E TERMOFÍSICAS DO FLUIDO REFRIGERANTE HFC-134a

As equações para o cálculo das propriedades termodinâmicas e termofísicas do fluido refrigerante HFC-134a, usadas neste trabalho, foram obtidas por ajustes dos dados fornecidos por McLinden et al. (1998). Tais equações são válidas na faixa de temperatura entre -30 a 60 °C. A partir do programa computacional desenvolvido por McLinden et al. (1998), conhecido como REFPROP, é possível obter as propriedades de 38 diferentes refrigerantes puros e, também, de misturas de até cinco desses refrigerantes, exceto para misturas contendo amônia. As equações obtidas para o cálculo das referidas propriedades são apresentadas a seguir.

1 Propriedades na Região de Saturação - HFC-134a (Seixlack, 1996)

1) Temperatura de saturação

$$T_{\text{sat}} = A + Bp + Cp \ln p + D(\ln p)^2 + E / \ln p \quad (1)$$

na qual T_{sat} [°C], p [kPa], $A=-62,184766$, $B=0,034746624$, $C=-0,0032819246$, $D=1,9930792$, $E=-38,686299$.

2) Pressão de saturação

$$p_{\text{sat}} = \frac{(A + BT + CT^2)^2}{(1 + DT + ET^2)^2} \quad (2)$$

na qual p_{sat} [kPa], T [°C], $A=17,109194$, $B=0,32710542$, $C=0,0017787993$, $D=0,0009926345$, $E=-2,0981921 \times 10^{-6}$.

3) Volume específico do líquido saturado

$$v_L = \frac{A + BT}{1 + CT + DT^2} \quad (3)$$

sendo que v_L [m³/kg], T [°C], $A=0,00077299456$, $B=-5,0616529 \times 10^{-6}$, $C=-0,0090716121$ e $D=1,0607725 \times 10^{-5}$.

4) Volume específico do vapor saturado

$$v_V = \exp[A + BT + CT^2 + DT^3] \quad (4)$$

na qual v_V [m³/kg], T [°C], $A=-2,6690022$, $B=-0,034924663$, $C=0,00012613687$ e $D=-7,4389523 \times 10^{-7}$.

5) Entalpia do líquido saturado

$$h_L = \frac{A + BT + CT^2}{1 + DT + ET^2} \quad (5)$$

na qual h_L [kJ/kg], T [°C], $A=51,433096$, $B=0,99127$, $C=-0,0073697803$, $D=-0,0067298774$ e $E=3,099628 \times 10^{-6}$.

6) Entalpia do vapor saturado

$$h_V = \exp\left(\frac{A + BT + CT^2}{1 + DT + ET^2}\right) \quad (6)$$

na qual h_V [kJ/kg], T [°C]: $A=5,5218936$, $B=-0,031321793$, $C=-7,9528787 \times 10^{-5}$, $D=-0,0060940039$ e $E=-1,0576557 \times 10^{-5}$.

7) Viscosidade absoluta do líquido saturado

$$\mu_L = \frac{(A + BT + CT^2)^2}{(1 + DT + ET^2)^2} \quad (7)$$

na qual μ_L [10^{-7} Pa.s], T [°C]:, $A=53,454634$, $B=-0,29593718$, $C=-0,00066921524$, $D=6,5528946 \times 10^{-4}$ e $E=-3,9937523 \times 10^{-5}$.

8) Viscosidade absoluta do vapor saturado

$$\mu_V = (A + BT + CT^2 + DT^3)^{-1} \quad (8)$$

sendo que μ_V [10^{-7} Pa.s], T [°C], $A=0,0091380517$, $B=-3,846666 \times 10^{-5}$, $C=7,5167897 \times 10^{-8}$ e $D=-1,3760234 \times 10^{-9}$.

9) Calor específico a pressão constante do líquido saturado

$$c_{pL} = A + BT + CT^2 \quad (9)$$

na qual c_{pL} [kJ/(kg.K)], T [°C], $A=1,3316685$, $B=0,0031215428$ e $C=2,9241486 \times 10^{-5}$.

10) Calor específico a pressão constante do vapor saturado

$$c_{pV} = A + Bp + Cp\sqrt{p} + Dp^2 + E/p \quad (10)$$

na qual c_{pV} [kJ/(kg.K)], p [kPa], $A=0,74474517$, $B=0,00082337544$, $C=-2,4464993 \times 10^{-5}$, $D=3,2262113 \times 10^{-7}$ e $E=-2,2386629$.

11) Condutividade térmica do líquido saturado

$$\kappa_L = A + Bp + Cp^3 + D(\ln p)^2 \quad (11)$$

na qual $\hat{\kappa}_L$ [W/(m.K)], p [kPa], $A=0,13225472$, $B=-2,96691 \times 10^{-6}$, $C=1,4749501 \times 10^{-13}$ e $D=-0,00116353$.

12) Condutividade térmica do vapor saturado

$$\kappa_V = A + Bp + Cp^3 + D \ln p \quad (12)$$

na qual $\hat{\kappa}_V$ [W/(m.K)], p [kPa], $A=-0,00010225729$, $B=1,5324083 \times 10^{-6}$, $C=4,807518 \times 10^{-14}$ e $D=0,0020271245$.

2 Propriedades na Região de Vapor Superaquecido - HFC-134a

Na região de vapor superaquecido são obtidas equações por ajustes dos dados experimentais para representar o comportamento de uma dada propriedade em função de uma ou mais variáveis. Tais equações são apresentadas a seguir:

- a) Massa específica do refrigerante em função da pressão e da temperatura $\rho = \rho(p, T)$ (Barbieri, 2001)

Para se ajustar uma função de duas variáveis, foi utilizado um ajuste polinomial, dado por,

$$\rho = (a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3) + (a_5 + a_6 T + a_7 T^2 + a_8 T^3)p + (a_9 + a_{10} T + a_{11} T^2 + a_{12} T^3)p^2 + (a_{13} + a_{14} T + a_{15} T^2 + a_{16} T^3)p^3 \quad (13)$$

na qual os coeficientes a_n são determinados a partir dos valores de ρ , p e T mostrados na Tab. 1, fornecidos por McLinden et al. (1998).

Tabela 1 – Valores utilizados na determinação dos coeficientes a_n (McLinden et al., 1998).

$\rho = \rho(p, T)$ (kg/m ³)				
T (°C)	p (kPa)			
	80	100	115	130
-20	3830	5826	7833	1001
0	3471	5256	7078	8938
20	3178	4800	6445	8115
40	2979	4493	6024	7572

Resolvendo-se o sistema de equações lineares obtém-se os seguintes coeficientes,

$$\begin{array}{ll}
 a_1 = -3.059258352007195E-001 & a_9 = -5.225410177594192E-005 \\
 a_2 = 3.452714325132823E-002 & a_{10} = 6.991979106078069E-006 \\
 a_3 = -1.045467553819919E-003 & a_{11} = -2.153766964163077E-007 \\
 a_4 = 9.259181249709203E-006 & a_{12} = 1.913909590433479E-009 \\
 a_5 = 5.287846553136438E-002 & a_{13} = 1.707041168969790E-007 \\
 a_6 = -1.056382638562924E-003 & a_{14} = -1.835706258419329E-008 \\
 a_7 = 2.755047809509978E-005 & a_{15} = 5.494086160546196E-010 \\
 a_8 = -2.402305275044072E-007 & a_{16} = -4.847928802802984E-012
 \end{array}$$

Na figura. 1 é mostrada uma comparação entre a curva ajustada e os dados fornecidos por McLinden et al. (1998), para alguns valores da pressão do fluido refrigerante.

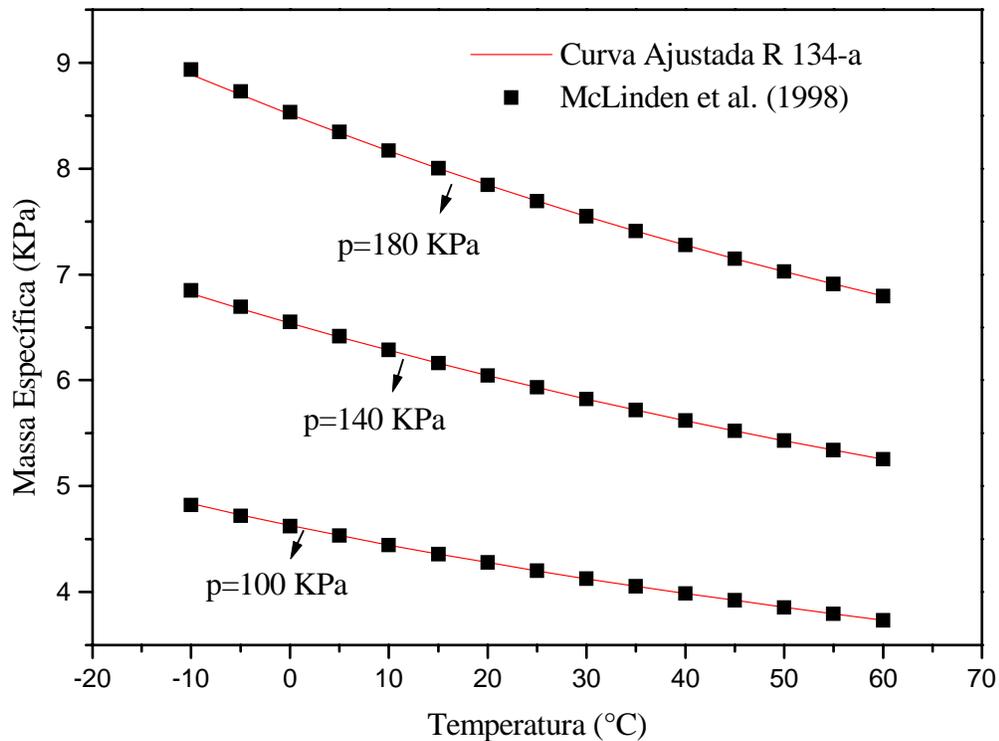


Figura 1 – Massa específica do refrigerante em função da pressão e da temperatura.

b) Entalpia do refrigerante em função da pressão e temperatura $h = h(p,T)$

$$h = (a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3) + (a_5 + a_6 T + a_7 T^2 + a_8 T^3)p + (a_9 + a_{10} T + a_{11} T^2 + a_{12} T^3)p^2 + (a_{13} + a_{14} T + a_{15} T^2 + a_{16} T^3)p^3 \quad (14)$$

na qual os coeficientes a_n são determinados a partir dos valores de h , p e t da Tab. 2 (McLinden et al., 1998).

Tabela 2 – Valores utilizados na determinação dos coeficientes a_n (McLinden et al., 1998).

h(p,T) (kJ/kg)				
p(kPa)				
T (°C)	80	100	115	130
-20	240.1	239.5	239.0	238.8
0	256.1	255.6	255.2	254.8
20	272.6	272.2	271.9	271.6
40	289.7	289.3	289.1	288.9

Resolvendo-se o sistema de equações lineares obtém-se os seguintes coeficientes,

$a_1 = 256.841778951977900$	$a_9 = -3.288918147011417E-004$
$a_2 = 8.196369998669496E-001$	$a_{10} = 8.178900663184084E-006$
$a_3 = 6.250000000000011E-004$	$a_{11} = 0.000000000000000E+000$
$a_4 = 8.913299520179714E-005$	$a_{12} = 2.057660824407345E-008$
$a_5 = 1.093737405443958E-002$	$a_{13} = 9.534078931051608E-007$
$a_6 = -6.022749804945820E-004$	$a_{14} = -2.369794896040005E-008$
$a_7 = -1.480297366166876E-020$	$a_{15} = 1.835686217964875E-025$
$a_8 = -2.352471326394056E-006$	$a_{16} = -5.965258078600363E-011$

Na figura 2 é mostrada uma comparação entre a curva ajustada e os dados fornecidos por McLinden et al. (1998), para a pressão de 90 kPa.

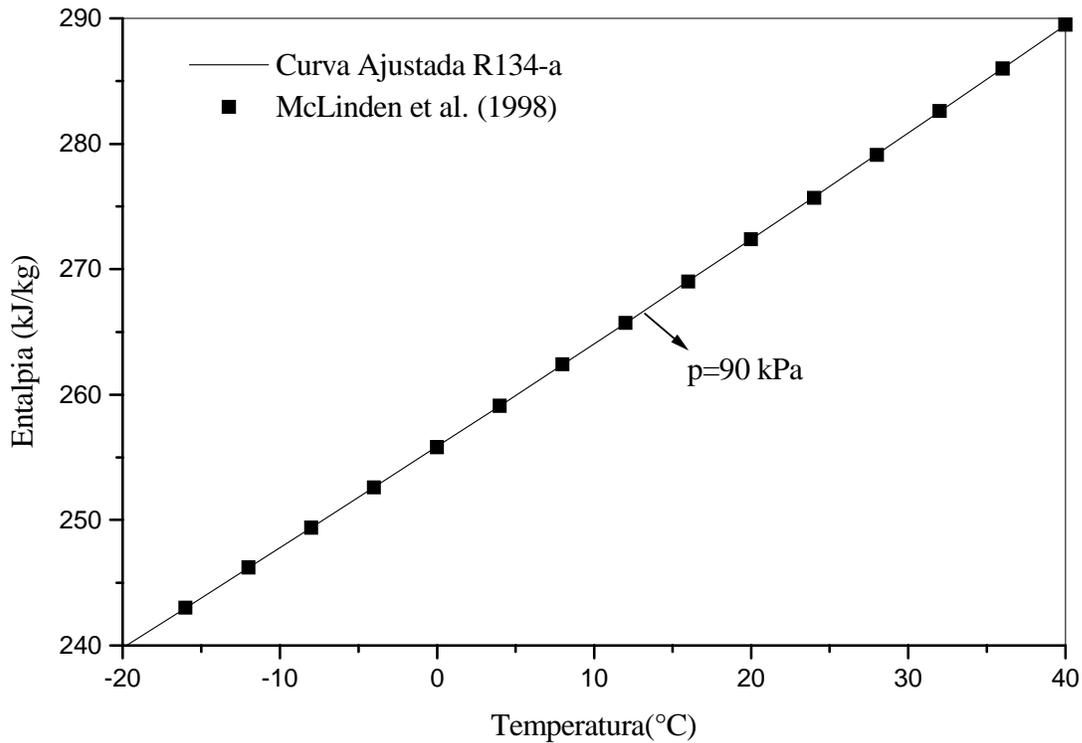


Figura 2 – Entalpia do refrigerante em função da pressão e da temperatura.

c) Temperatura do refrigerante em função da pressão e da entalpia $T = T(p, h)$

Para se ajustar uma função de duas variáveis, foi utilizado um ajuste polinomial, dado por,

$$t = (a_1 + a_2 h + a_3 h^2 + a_4 h^3) + (a_5 + a_6 h + a_7 h^2 + a_8 h^3) p + (a_9 + a_{10} h + a_{11} h^2 + a_{12} h^3) p^2 + (a_{13} + a_{14} h + a_{15} h^2 + a_{16} h^3) p^3 \quad (15)$$

na qual os coeficientes a_n são determinados a partir dos valores de t , p e h das Tabs. 3 e 4, fornecida por McLinden et al. (1998).

Nas figuras 3 e 4 são mostradas uma comparação entre a curva ajustada e os dados fornecidos por McLinden et al. (1998), para alguns valores da temperatura do fluido refrigerante.

Tabela 3 – Valores utilizados na determinação dos coeficientes a_n McLinden et al. (1998).

t(p,h)				
p(kPa)				
h(kJ/kg)	80	120	160	200
230	-31.12	-22.31	-15.59	-10.08
240	-20.18	-18.57	-15.59	-10.08
250	-7.546	-6.229	-4.910	-3.589
260	4.835	5.942	7.047	8.151

Resolvendo-se o sistema de equações lineares obtém-se os seguintes coeficientes,

$$\begin{aligned}
 a_1 &= -52386.870735108340000 & a_9 &= 1.084823686488603 \\
 a_2 &= 625.340796740104900 & a_{10} &= -1.392494347204829E-002 \\
 a_3 &= -2.492626748081952 & a_{11} &= 5.916310511570626E-005 \\
 a_4 &= 3.317162195837259E-003 & a_{12} &= -8.328208078997160E-008 \\
 a_5 &= 732.548843350700500 & a_{13} &= -1.660972621541772E-002 \\
 a_6 &= -8.741404518932576 & a_{14} &= 2.036168874967682E-004 \\
 a_7 &= 3.476252473387447E-002 & a_{15} &= -8.306134274858143E-007 \\
 a_8 &= -4.606864088102360E-005 & a_{16} &= 1.127606154317077E-009
 \end{aligned}$$

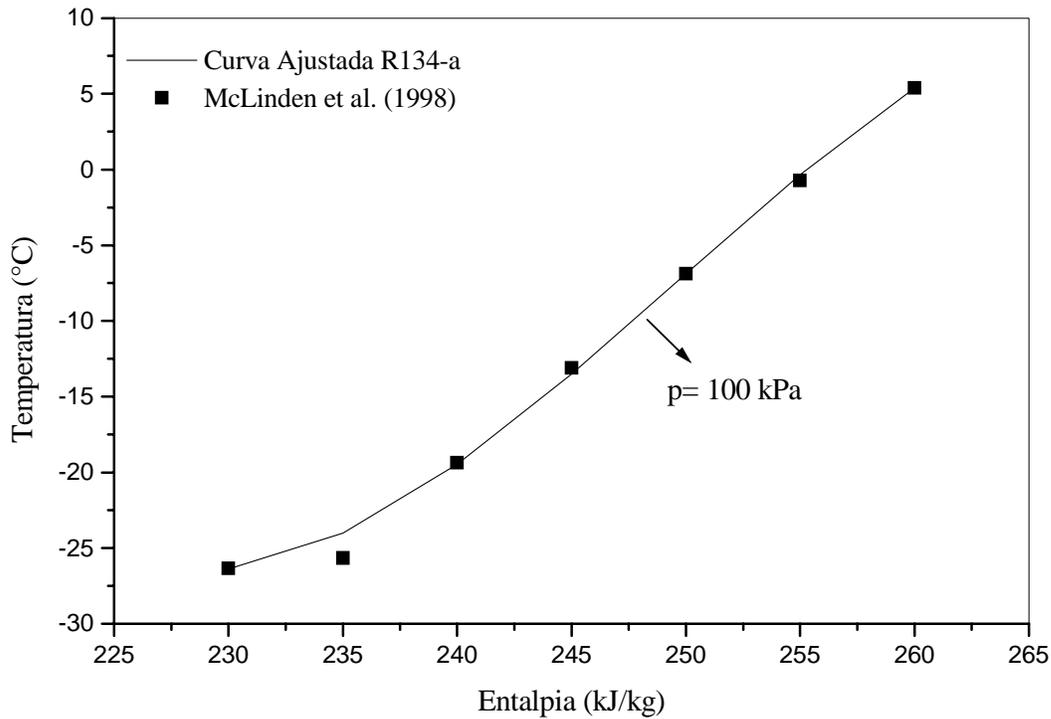


Figura 3 – Temperatura do refrigerante em função da pressão e da entalpia.

Tabela 4 – Valores utilizados na determinação dos coeficientes a_n McLinden et al. (1998).

t(p,h)				
p(kPa)				
h(kJ/kg)	80	120	160	200
260	4.835	5.942	7.047	8.151
270	16.95	17.90	18.84	19.79
290	40.39	41.11	41.84	42.56
300	62.87	63.44	64.02	64.59

Resolvendo-se o sistema de equações lineares obtém-se os seguintes coeficientes,

$$a_1 = -64.051115417471920$$

$$a_9 = 8.991176527738638E-002$$

$$a_2 = -1.776519041061502$$

$$a_{10} = -9.510646844903704E-004$$

$a_3 = 1.186544799804727E-002$	$a_{11} = 3.343372344970734E-006$
$a_4 = -1.556367874145562E-005$	$a_{12} = -3.905807932217957E-009$
$a_5 = -10.636768867969730$	$a_{13} = -2.158836007118222E-004$
$a_6 = 1.140766080750384E-001$	$a_{14} = 2.283202736741963E-006$
$a_7 = -4.048027753830050E-004$	$a_{15} = -8.025214076042161E-009$
$a_8 = 4.761849509345286E-007$	$a_{16} = 9.374030762248552E-012$

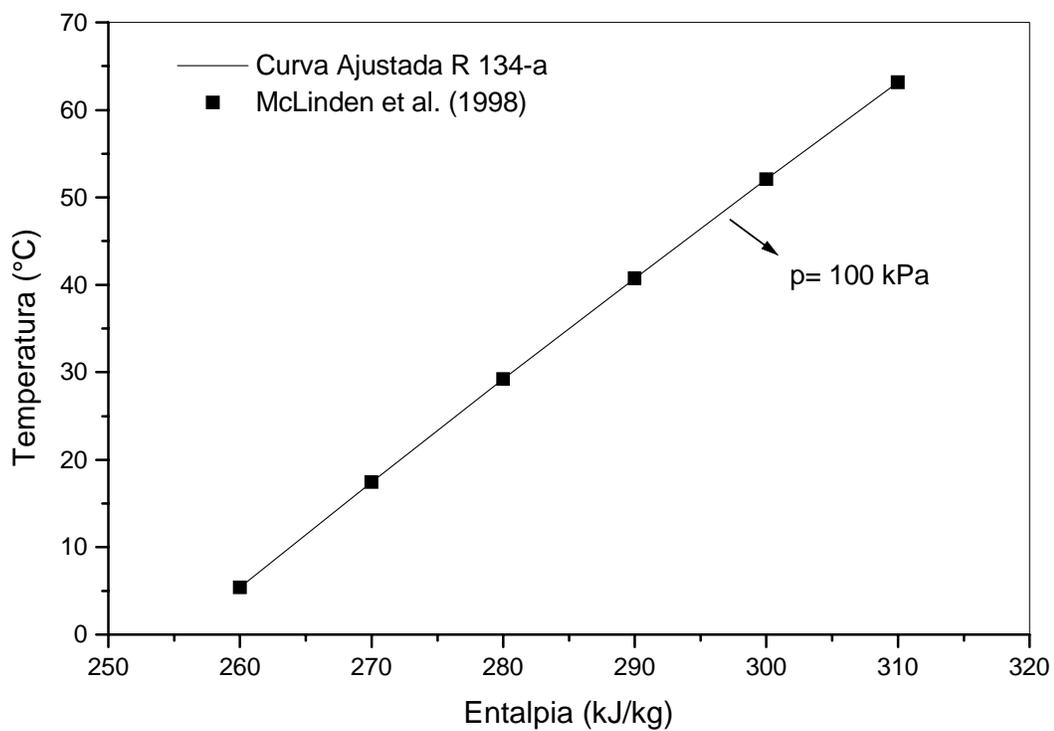


Figura 4 – Temperatura do refrigerante em função da pressão e da entalpia.