

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**“Modelagem do Escoamento e da Transferência de Calor ao
Longo de Tubos Capilares Não Adiabáticos”**

Marcelo Camargo da Silva

Orientador: Prof. Dr. André Luiz Seixlack

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

Ilha Solteira – SP
Abril/2012

FICHA CATALOGRÁFICA

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

S586m Silva, Marcelo Camargo da.
Modelagem do escoamento e da transferência de calor ao longo de tubos capilares não adiabáticos / Marcelo Camargo da Silva. -- Ilha Solteira : [s.n.], 2012
104 f. : il.

Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de Conhecimento: Ciências Térmicas, 2012

Orientador: André Luiz Seixlack

1. Trocadores de calor tubo capilar linha de sucção. 2. Calor – Transmissão. 3. Escoamento transiente. 4. Escoamento bifásico. 5. Refrigeração. 6. Sistema de refrigeração. 7. Ar condicionado. 8. Condicionamento de ar.

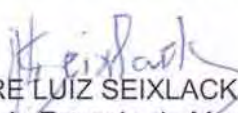
CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: Modelagem do Escoamento e da Transferência de Calor ao Longo de Tubos Capilares não Adiabáticos

AUTOR: MARCELO CAMARGO DA SILVA

ORIENTADOR: Prof. Dr. ANDRE LUIZ SEIXLACK

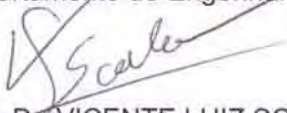
Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica ,
Área: CIÊNCIAS TÉRMICAS, pela Comissão Examinadora:


Prof. Dr. ANDRE LUIZ SEIXLACK

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. JOÃO BATISTA CAMPOS SILVA

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru

Data da realização: 23 de abril de 2012.

À minha família

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por me fornecer sabedoria a cada desafio que enfrentei durante esse trabalho de pesquisa, enriquecendo-me de esperança e crença em um futuro melhor.

Aos meus pais Agenor e Aparecida e minha irmã Fabiana, pela união em todos os momentos, fortalecendo meus desejos em alcançar meus objetivos.

Ao meu orientador Prof. Dr. André Luiz Seixlack, pela excelente orientação repleta de ensinamentos, paciência e acima de tudo, pela amizade ao longo de todo nosso trabalho de pesquisa.

Aos Prof. Dr. João Batista Campos Silva e ao Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon pela participação na banca examinadora.

Aos amigos de graduação e aos novos amigos de mestrado pelo companheirismo, amizade e compartilhamento de experiências.

A todos os funcionários, professores do Departamento de Engenharia Mecânica, ao programa de Pós Graduação e ao Departamento de Engenharia Mecânica da UNESP, Campus de Ilha Solteira pela contribuição em minha formação acadêmica e pessoal.

À Fundação de Apoio a Pesquisa do Estado de São Paulo - FAPESP pela bolsa concedida, como também, pela reserva técnica, as quais contribuíram de forma significativa para realização do projeto de pesquisa.

Muito Obrigado.

Marcelo Camargo da Silva, Abril de 2012.

“Não há invenção mais rentável que a do conhecimento.”

Benjamin Franklin

RESUMO

Neste trabalho, apresenta-se um modelo numérico do escoamento e da transferência de calor, no regime transiente, de fluidos refrigerantes no interior de tubos capilares, largamente usados como dispositivos de expansão em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar de pequeno porte. Os tubos capilares aqui analisados formam, em parte de suas extensões, um trocador de calor em contracorrente com a linha de sucção do compressor, conhecido como trocador de calor tubo capilar-linha de sucção. 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. Tal escoamento é assumido unidimensional e, dependendo da condição no tempo, é dividido em uma região onde o fluido refrigerante encontra-se no estado de líquido sub-resfriado, outra de escoamento bifásico líquido-vapor e outra de vapor superaquecido. O tubo capilar é considerado reto, horizontal, com diâmetro constante e o fenômeno de metaestabilidade do escoamento é desconsiderado. Implementa-se no modelo o procedimento para a simulação de transientes de partida do sistema. A solução do sistema de equações diferenciais, usando o método de Volumes Finitos, é obtida ao longo do tubo até que a condição de bloqueio seja alcançada, ou até que a pressão de evaporação seja atingida, caso o escoamento não esteja bloqueado. Os resultados obtidos são comparados com os dados experimentais disponíveis na literatura e obtidos a partir de outros modelos.

Palavras chave: Trocadores de calor tubo capilar linha de sucção. Escoamento transiente. Escoamento bifásico. Sistemas de refrigeração e condicionamento de ar.

ABSTRACT

This work presents a numerical model to simulate unsteady flow and heat transfer along non-adiabatic capillary tubes, commonly used as expansion devices in small refrigeration and air conditioning systems. These capillary tubes form with the suction line of the compressor, in part of their extension, a counter flow heat exchanger. Such device is called capillary tube-suction line heat exchanger. Analysis of the flow dynamic behavior is very important, since the capillary tubes are used in refrigeration systems generally controlled by on-off method. The flow along the straight and horizontal capillary tube, with constant inner diameter, is divided, depending of time condition, into three regions: a single-phase flow of subcooled liquid, a two-phase flow region and a single phase of flow superheat. The flow is taken as one-dimensional and the metastable flow phenomenon is neglected. The procedure for simulation of the start-up transient period of the system is implemented in the model. The solution of the governing equations is obtained using the Finite Volume method, along the tube until the blocking condition is reached, or until the evaporation pressure is reached, if the flow is not blocked. The numerical results obtained are compared with the experimental data from the literature and with results obtained from other models.

Keywords: Capillary tube-suction line heat exchangers. Unsteady flow. Two-phase flow. Refrigeration systems and air conditioning.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 -	Esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.....	30
Figura 2 -	Representação esquemática dos estados termodinâmicos ao longo de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.	31
Figura 3 -	Distribuição de pressão ao longo do tubo capilar adiabático.....	32
Figura 4 -	Escoamento bloqueado ao longo de um tubo capilar.	34
Figura 5 -	Diagrama esquemático i-s para o escoamento adiabático com atrito em duto de seção transversal constante - <i>Linha de Fanno</i>	35
Figura 6 -	Distribuições de temperatura e pressão ao longo do tubo capilar adiabático....	36
Figura 7 -	Esquema de um sistema de refrigeração com trocador de calor tubo capilar–linha de sucção.	37
Figura 8 -	Esquemas de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção: (a) concêntrico e (b) lateral.	38
Figura 9 -	Volume de controle para o balanço de conservação da massa no tubo capilar.	44
Figura 10 -	Volume de controle para o balanço de quantidade de movimento no tubo capilar.	45
Figura 11 -	Volume de controle para o balanço de conservação de energia no tubo capilar.	46
Figura 12 -	Volume de controle para o balanço de energia na parede do tubo capilar.	47
Figura 13 -	Volume de controle para o balanço de conservação de energia na linha de sucção.	49
Figura 14 -	Diagrama esquemático pressão-entalpia para a representação dos estados termodinâmicos do fluido refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção.	52
Figura 15 -	Esquema da conexão de entrada do tubo capilar.	53
Figura 16 -	Domínio discretizado segundo o método dos Volumes Finitos.	62
Figura 17 -	Malha não-uniforme: 50 volumes e $\eta = 2,5$ (Hermes <i>et al.</i> , 2000).	62

Figura 18 –	Efeito do modelo de cálculo de F_z na região bifásica sobre a vazão em massa de refrigerante para trocadores de calor laterais.	74
Figura 19 –	Efeito do modelo de cálculo de F_z na região bifásica sobre a vazão em massa de refrigerante para trocadores de calor concêntricos.	74
Figura 20 –	Efeito de μ_b sobre a vazão em massa de refrigerante – trocador de calor lateral.	75
Figura 21 –	Efeito de μ_b sobre a vazão em massa de refrigerante – trocador de calor concêntrico.	76
Figura 22 –	Efeito do coeficiente de transferência de calor bifásico sobre a vazão em massa de refrigerante-trocador de calor lateral.	77
Figura 23 –	Efeito do coeficiente de transferência de calor bifásico sobre a vazão em massa de refrigerante-trocador de calor concêntricos.	77
Figura 24 -	Variação do desvio percentual em função do número de volumes computacionais – trocador de calor lateral.	81
Figura 25 -	Variação do desvio percentual em função do número de volumes computacionais – trocador de calor concêntrico.	81
Figura 26 -	Perfis de pressão do refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção concêntrico, para malhas com diferentes volumes computacionais.	82
Figura 27 -	Perfis de temperatura do refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção concêntrico, para malhas com diferentes volumes computacionais.	82
Figura 28 -	Perfis de velocidade do refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção concêntrico, para malhas com diferentes volumes computacionais.	83
Figura 29 –	Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Zangari, 1998) e calculados: tubo capilar B – trocador de calor 04 ($p_e = 902$ kPa, $\Delta T_{sub} = 7,7$ °C, $T_{rs,e} = -3,2$ °C)	84
Figura 30 –	Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Zangari, 1998) e calculados: tubo capilar C – trocador de calor 13 ($p_e = 901$ kPa, $\Delta T_{sub} = 8,0$ °C, $T_{rs,e} = -3,5$ °C).	85

Figura 31 – Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Zangari, 1998) e calculados: tubo capilar D – trocador de calor 15 ($p_e = 1399$ kPa, $\Delta T_{sub} = 10,1$ °C, $T_{rs,e} = -11,2$ °C).	85
Figura 32 – Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Mendonça, 1996) e calculados: tubo capilar A – trocador de calor 01 ($p_e = 904$ kPa, $\Delta T_{sub} = 10,4$ °C, $T_{rs,e} = -10,9$ °C).	86
Figura 33 – Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Mendonça, 1996) e calculados: tubo capilar B – trocador de calor 04 ($p_e = 901,7$ kPa, $\Delta T_{sub} = 10,1$ °C, $T_{rs,e} = -8,9$ °C).	87
Figura 34 – Comparação entre as vazões em massa medidas (Zangari, 1998) e calculadas: trocador de calor concêntrico.	88
Figura 35 – Comparação entre as vazões em massa medidas (Mendonça, 1996) e calculadas: trocador de calor lateral.	88
Figura 36 – Comparação entre as distribuições do coeficiente de transferência de calor ao longo da linha de sucção, H_s , para os trocadores de calor lateral e concêntrico.	90
Figura 37 – Comparação entre as taxas de transferência de calor, $\dot{Q}$, dos trocadores de calor lateral e concêntrico.	91
Figura 38 – Comparação entre as distribuições de temperatura ao longo do trocador de calor tubo - capilar linha de sucção para o trocador de calor lateral e concêntrico.	92
Figura 39 – Variação com o tempo da vazão em massa na entrada do tubo capilar e na entrada da linha de sucção.	94
Figura 40 – Diagrama $p-i$ do escoamento ao longo do tubo capilar do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção para vários instantes de tempo.	95
Figura 41 – Diagrama $T-s$ do escoamento ao longo do tubo capilar do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção para vários instantes de tempo.	95
Figura 42 – Perfis de temperatura do refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção para vários instantes de tempo.	96
Figura 43 – Perfis de pressão do refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção para vários instantes de tempo.	96

Figura 44 -	Perfis de título do refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção para vários instantes de tempo.	96
--------------------	--	----

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 -	Relações constitutivas para os fatores de atrito.	55
Tabela 2 -	Relações constitutivas para o coeficiente de transferência de calor.	55
Tabela 3 -	Características geométricas dos trocadores de calor tubo - capilar linha de sucção laterais.	71
Tabela 4 -	Características geométricas dos trocadores de calor tubo-capilar linha de sucção concêntricos.	72
Tabela 5 -	Influência das malhas usadas para trocadores de calor tubo-capilar linha de sucção laterais.....	79
Tabela 6 -	Influência das malhas usadas para trocadores de calor tubo-capilar linha de sucção concêntricos.....	80
Tabela 7 -	Comparações entre os resultados do presente modelo e aqueles obtidos por Hermes <i>et al.</i> (2000).....	89

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 interna da linha de sucção, m ²
c	velocidade local do som, m/s
d	diâmetro, m
d_h	diâmetro hidráulico
f	fator de atrito
G	fluxo de massa, kg/m ² s
Gr	número de Grashof
i	entalpia por unidade de massa, J/kg
i_o	entalpia de estagnação, J/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	comprimento da região de entrada, m
L_{tc}	comprimento da região do trocador de calor, m
L_s	comprimento da região de saída, m
Ma	número de Mach
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
η	fator de concentração

Índices Inferiores

a	ambiente
c	capilar
l	líquido
rc	refrigerante no capilar
rs	refrigerante na linha de sucção
s	linha de sucção
v	vapor
wc	parede do capilar
ws	parede da linha de sucção

Índices Superiores

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

Números Adimensionais

$$Nu = \frac{hd}{k} \quad \text{Número de Nusselt}$$

$$Ma = \frac{u}{c} \quad \text{Número de Mach}$$

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

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

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

$$Ra = Gr Pr \quad \text{Número de Rayleigh}$$

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	Generalidades Sobre os Tubos Capilares e os Trocadores de Calor Tubo Capilar - Linha de Sucção	29
1.2	Revisão Bibliográfica	38
1.3	Objetivos	41
1.4	Esboço da Dissertação	41
2	MODELO MATEMÁTICO	43
2.1	Introdução	43
2.2	Equações Governantes	44
2.3	Condições Iniciais e Condição de Bloqueio	51
2.4	Relações Constitutivas	55
3	METODOLOGIA DE SOLUÇÃO	61
3.1	Introdução	61
3.2	Discretização das Equações Governantes	61
3.3	Procedimento de Solução	67
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	70
4.1	Dados Experimentais	70
4.2	Análise do Modelo	71
4.2.1	<i>Influência do Modelo de Cálculo da Força de Atrito, F_z</i>	<i>72</i>
4.2.2	<i>Influência do Coeficiente de Transferência de Calor Bifásico</i>	<i>76</i>
4.3	Definição do Modelo	78
4.4	Influência da Malha Computacional	78

4.5	Comparações dos resultados – Regime Permanente	83
4.6	Análise do Desempenho do Trocador de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção	89
4.7	Comparações dos resultados – Regime Transiente	92
5	CONCLUSÕES	98
	REFERÊNCIAS	101

INTRODUÇÃO

Atualmente 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 a sua constituição química: cloro, flúor e carbono, possuem propriedades excepcionais para o uso em sistemas de refrigeração. São quimicamente estáveis e não reagem com a maioria dos materiais, incluindo os óleos lubrificantes. Além disso, não são inflamáveis nem explosivos, apresentam toxicidade muito baixa e possuem características térmicas e termodinâmicas muito boas.

Desse modo, durante muitos anos os clorofluorcarbonos foram usados como fluidos refrigerantes nos sistemas de refrigeração. A partir do trabalho de Molina e Rowland (1974), que propuseram um modelo teórico estabelecendo uma ligação entre os CFC's liberados na atmosfera e a redução da camada de ozônio, esse problema tem merecido atenção especial nos estudos científicos atmosféricos realizados desde então e, nesse período, uma série de evidências dessa relação tem se acumulado.

Estudos e discussões em vários países levaram à elaboração do Protocolo de Montreal em 1987, para eliminar gradualmente a produção e o consumo dos CFC's e de outras substâncias nocivas à camada de ozônio. Alguns países da América Latina aderiram de imediato ao Protocolo e outros foram se incorporando depois. O Brasil aderiu em 1990 e a produção dos CFC's no país foi interrompida em 1999. Em 2001 começaram a ser impostas metas para a redução da importação dos CFC's e a utilização desses fluidos foi proibida em novos equipamentos de refrigeração. Pelo Protocolo de Montreal, o Brasil poderia importar CFC's até 2010, assim como outros países em desenvolvimento, mas o governo Brasileiro decidiu permitir importação somente até 31 de dezembro de 2006.

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

É importante mencionar, que no momento, tais alternativas ainda não são uma solução definitiva, em razão das muitas variáveis em questão, tais como: o custo de implementação, a substituição dos equipamentos, a diversidade de utilização em setores tão distintos como os de refrigeração e ar condicionado, nos segmentos industriais, comercial, residencial e automotivo. Além disso, com o aumento da preocupação em relação ao efeito estufa, os refrigerantes naturais, tais como dióxido de carbono, CO₂ e amônia, NH₃ e alguns hidrocarbonetos tem sido cogitados pela comunidade científica.

Tendo em vista os problemas causados pelos CFC's e HFC's e os acordos já realizados pelos Protocolos de Montreal 1987 e de Kyoto 2005, busca-se a substituição dos fluidos refrigerantes o que, em alguns casos, resulta na mudança da tecnologia de refrigeração.

Em virtude da simplicidade, custo reduzido e eficiência energética, dificilmente os tubos capilares serão substituídos a curto e médio prazo e portanto a alternativa mais viável é a busca de novos refrigerantes. Dessa forma, cada vez mais torna-se necessário maior compreensão dos fenômenos complexos presentes no escoamento de fluidos refrigerantes no interior de tubos capilares.

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

Observa-se, então, que desde o estabelecimento do Protocolo de Montreal, a indústria da refrigeração enfrenta desafios em relação à 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 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 analisado 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 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.

Em seguida 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. Depois disso, apresenta-se a 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 dispositivos de expansão de seção constante, largamente usados em sistemas de refrigeração por compressão de vapor de pequeno porte, com capacidade máxima da ordem de 10 kW (34130 Btu/h), tais como aqueles empregados em refrigeradores e *freezers* domésticos, desumidificadores e aparelhos de ar condicionado. São tubos, normalmente de cobre, obtidos por trefilação de 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

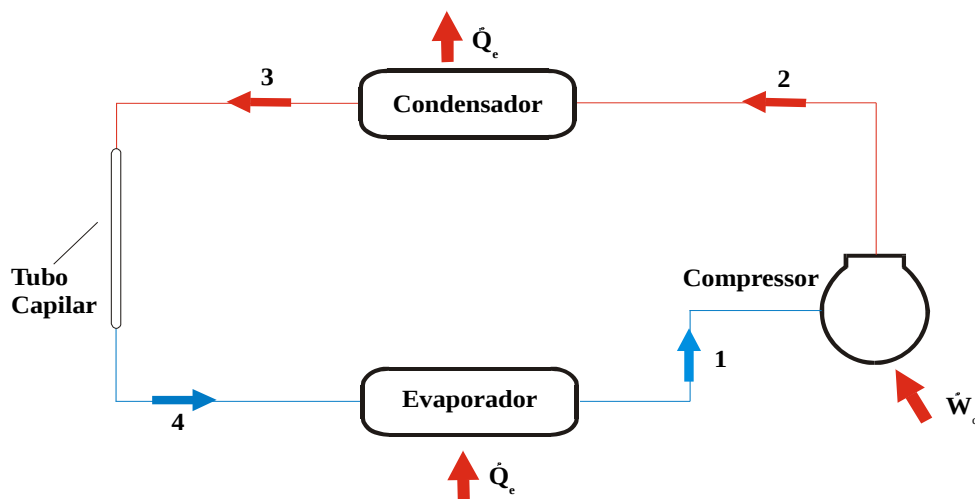
diretamente no aperfeiçoamento do projeto e dimensionamento desses dispositivos.

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 ciclos de parada, possibilitando o uso do motor de acionamento do compressor com menor torque de partida.

Entretanto, os tubos capilares não são ajustáveis para atender condições de carga térmicas distintas e são projetados para uma faixa de condições de operação. Com isso, estão sujeitos à 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 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.

Figura 1 - Esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: Barbazelli (2000).

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 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

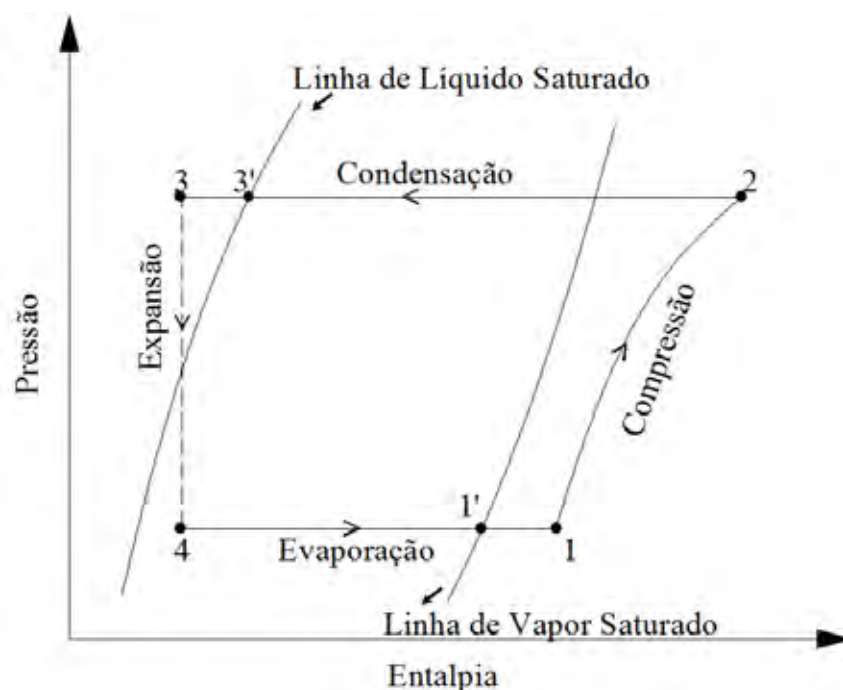
de refrigerante que entra no evaporador.

O fluido refrigerante percorre vários estados termodinâmicos ao longo do ciclo de refrigeração. Tais estados, na condição regime permanente, são mostrados esquematicamente na Fig. 2. Vapor, no estado superaquecido (1), ou saturado (1'), na pressão de evaporação, é comprimido até a pressão de condensação (2), quando o 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 resfriado, retornando assim ao estado (1) ou (1').

Observa-se que, o escoamento no interior do tubo capilar – trecho 3-4 mostrado na Fig. 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.

Considerando um tubo capilar adiabático e líquido sub-resfriado em sua entrada, as distribuições de pressão medida experimentalmente e de pressão de saturação relativa a temperatura medida ao longo de seu comprimento, são análogas àquelas mostradas na Fig. 3 (BOLSTAD; JORDAN, 1948).

Figura 2 - Representação esquemática dos estados termodinâmicos ao longo de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.



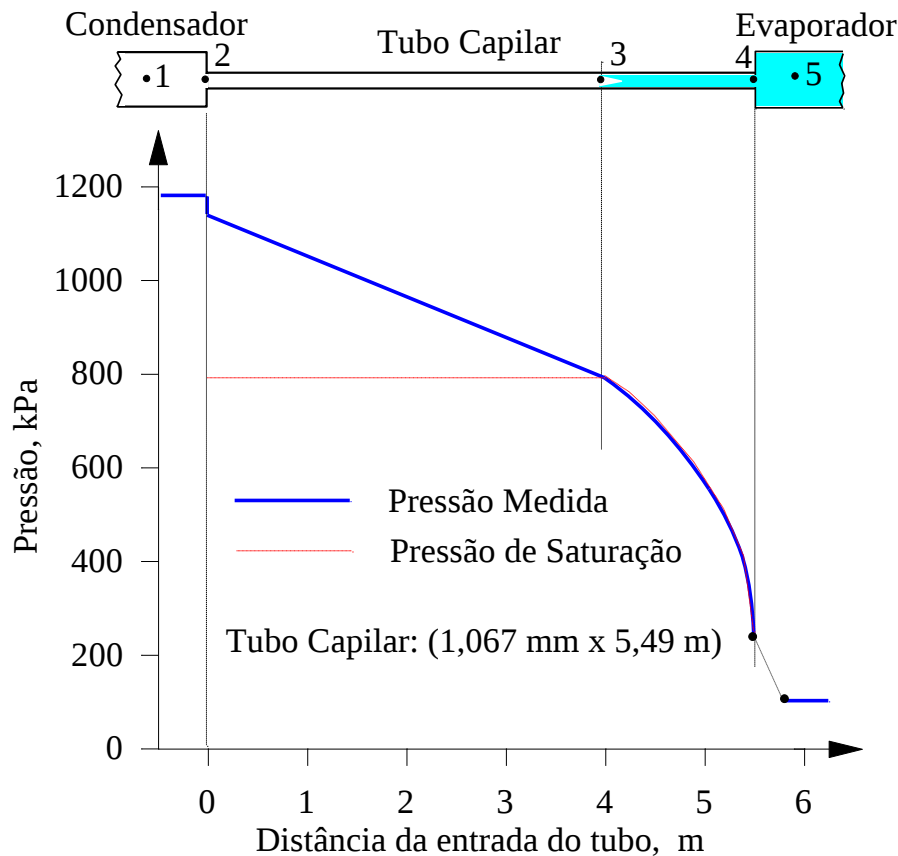
Fonte: Seixlack (1996).

Observa-se na Fig. 3 a ocorrência de 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 de vaporização do fluido refrigerante, no qual o escoamento atinge a condição de saturação, ou seja, a pressão nesse ponto é igual a de saturação em relação a 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 do escoamento bifásico. Entre a saída do tubo capilar, ponto 4, e o evaporador, ponto 5, observa-se redução significativa de pressão.

Embora o tubo capilar seja fisicamente simples, o escoamento do fluido refrigerante em seu interior é bastante complexo, oferecendo vários desafios para a sua descrição fenomenológica, tais como: mudança de fase, turbulência, escoamento bifásico, transferência de calor e efeitos de metaestabilidade.

Figura 3 - Distribuição de pressão ao longo do tubo capilar adiabático.



Fonte: Bolstad e Jordan (1948).

O escoamento no interior do 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 tubos 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 velocidade maior que a do escoamento e a variação da 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 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 temperatura entre as fases, o que dificulta o cálculo da velocidade do som nesses escoamentos.

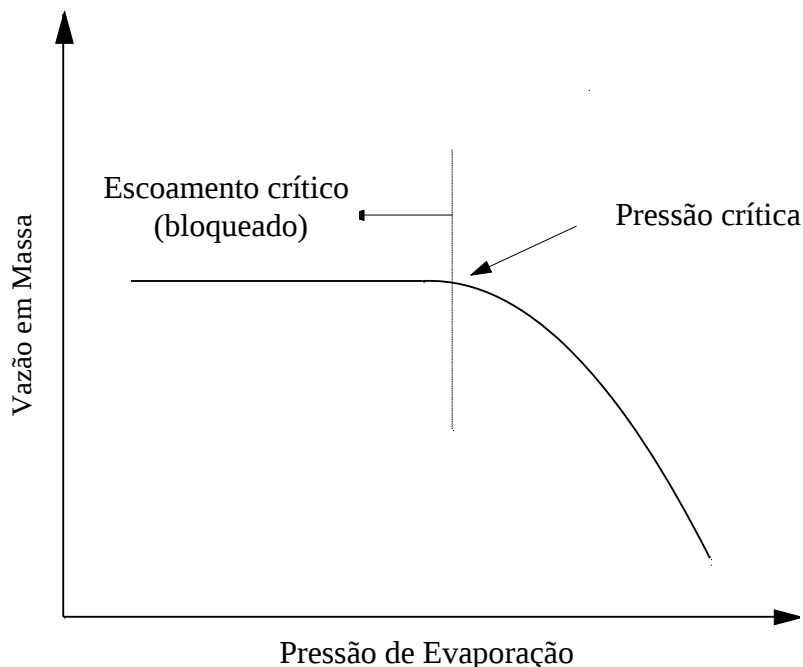
Caso a condição de escoamento crítico seja alcançada, quaisquer reduções subsequentes na pressão de evaporação não exercem influência sobre a vazão em massa de refrigerante e o escoamento ao longo do tubo não pode mais ser acelerado como ilustra a Figura 4. Somente para valores acima da pressão crítica, a redução da pressão de evaporação implicará no aumento da vazão em massa. O valor da pressão correspondente à condição de bloqueio deve ser calculado adequadamente para a determinação correta da vazão em massa de fluido refrigerante ao longo do tubo capilar.

O escoamento ao longo do tubo capilar pode ser um exemplo clássico do escoamento representado pela *linha de Fanno*, caso seja considerado unidimensional, adiabático, em regime permanente e o tubo seja reto, horizontal e com seção transversal constante. Nesse caso, os estados termodinâmicos do fluido ao longo do tubo capilar podem ser também representados pela linha de Fanno no diagrama entalpia-entropia, mostrada na Fig. 5, em que se observa a redução de entalpia com a entropia em direção à saída do tubo.

Atingida a velocidade do som, observa-se que a redução posterior da pressão do fluido, ou de sua temperatura, resulta na redução de entropia, o que viola o segundo princípio da termodinâmica para um processo adiabático. Com isso, para um dado fluxo de massa e

condições de entrada, a velocidade do som não pode ser atingida no interior do tubo, mas somente em sua saída.

Figura 4 - Escoamento bloqueado ao longo de um tubo capilar.



Fonte: Seixlack (1996).

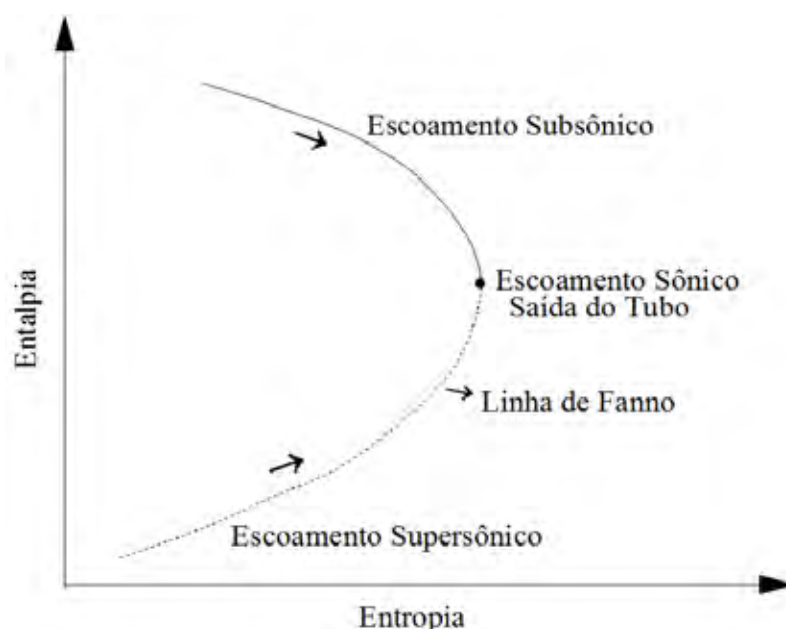
Uma complexidade adicional no estudo do escoamento de tubos capilares relaciona-se ao fenômeno de *metaestabilidade*. Estudos experimentais mostram que, em alguns casos, atrasos na vaporização do fluido refrigerante podem ocorrer, ou seja, a pressão de saturação é atingida, mas o fluido permanece na 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 em massa.

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. 6. 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.

Figura 5 - Diagrama esquemático entalpia - entropia para o escoamento adiabático com atrito em duto de seção transversal constante - *Linha de Fanno*.



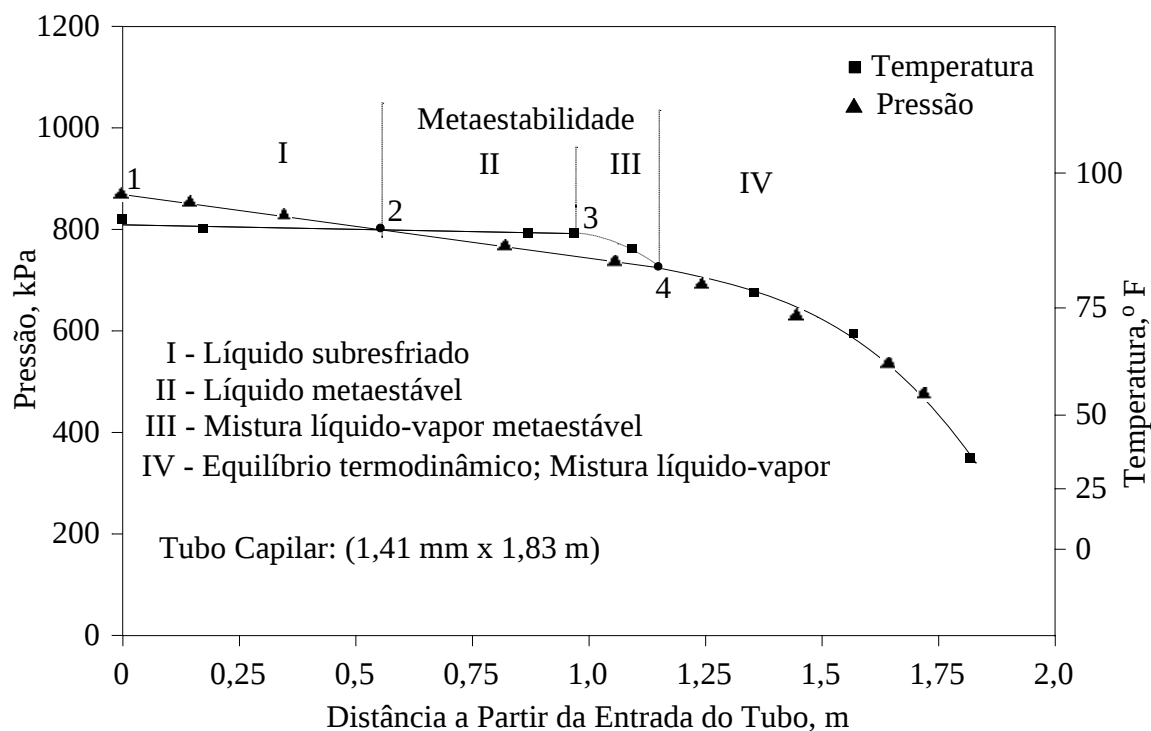
Fonte: Seixlack (1996).

Na Figura 6 observa-se uma região de escoamento metaestável ou de não-equilíbrio termodinâmico, trecho 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 a sua temperatura. O ponto de inflexão 3, é o ponto onde a temperatura diminui subitamente, em razão da vaporização do fluido refrigerante e da absorção de calor latente.

Observa-se também na Fig. 6, 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 torna-se coincidentes. O fenômeno da metaestabilidade foi observado por Mikol (1963) tanto no estudo de visualização do escoamento como em todas as medições realizadas.

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.

Figura 6 - Distribuições de temperatura e pressão ao longo de um tubo capilar adiabático.



Fonte: Mikol (1963).

No segundo caso, parte do comprimento do tubo capilar é colocada em contato com a linha de sucção, formando um trocador de calor em contracorrente, denominado *trocador de calor tubo capilar-linha de sucção*, como mostrado na Figura 7.

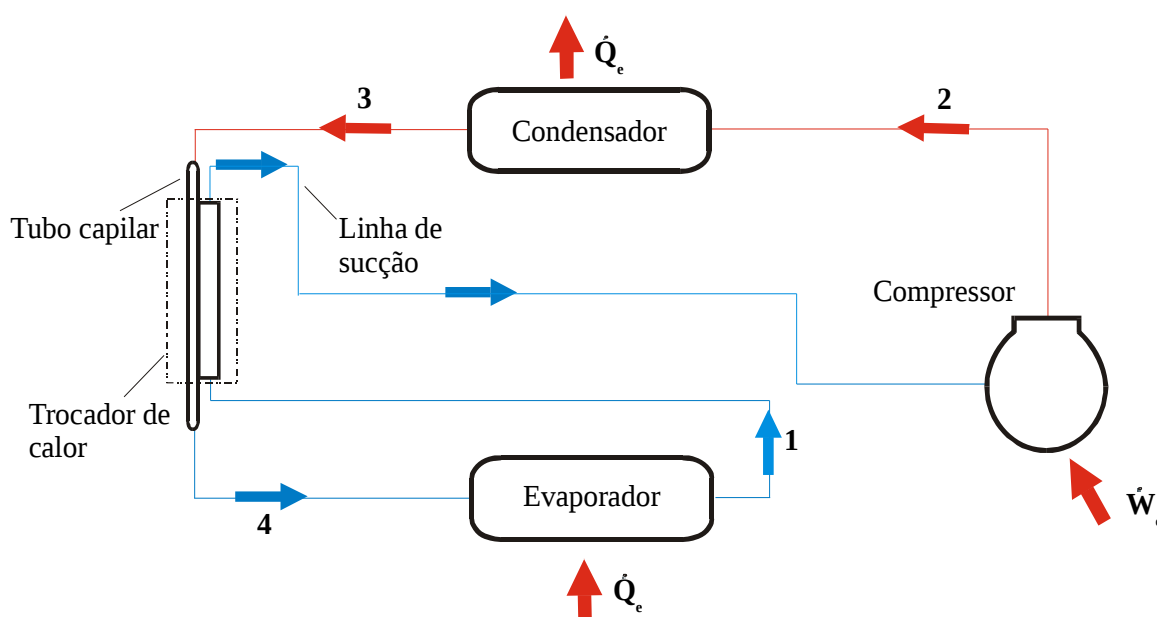
Essa alternativa proporciona um aumento da capacidade de refrigeração em virtude da redução do título da mistura líquido-vapor do refrigerante na entrada do evaporador. Isso ocorre em razão do resfriamento do refrigerante no interior do tubo capilar, provocado pela transferência de calor para o vapor 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, para garantir que o vapor aspirado pelo compressor seja superaquecido, evitando que líquido entre no compressor.

O trocador de calor tubo capilar-linha de sucção pode ser concêntrico ou lateral, como mostrado na Fig. 8. A Figura 8(a) mostra o trocador de calor utilizado no Brasil e em partes da Europa, no qual o tubo capilar é inserido concentricamente na linha de sucção, formando um trocador de calor em contracorrente tipo duplo-tubo. A Figura 8(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.

Figura 7 - Esquema de um sistema de refrigeração com trocador de calor tubo capilar–linha de sucção.



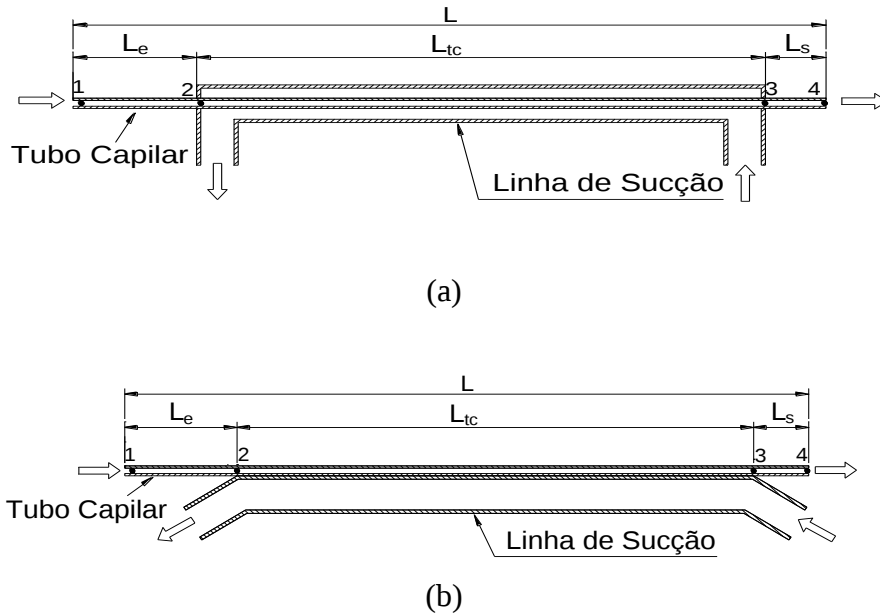
Fonte: Barbazelli (2000).

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 no sistema 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 variações 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.

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. O comportamento transiente do tubo capilar é analisado de acordo com Hermes e Melo (2008), impondo 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.

Figura 8 - Esquemas de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção:
(a) concêntrico e (b) lateral.



Fonte: Navas (2004).

Para a validação do modelo, os resultados numéricos são comparados com os 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

A análise do escoamento em tubos capilares, tanto adiabático quanto não-adiabático, tem sido extensivamente realizada nos últimos anos, quer seja de forma experimental e/ou teórica: Escanes *et al.* (1995), Mendonça (1996), Zangari (1998), Fiorelli e Silveiras (2003), García-Valladares (2007a, 2007b), Seixlack e Barbazelli (2009) e Hermes *et al.* (2010). Geralmente nos modelos encontrados na literatura são consideradas condições de regime permanente e o escoamento bifásico é tratado como homogêneo, isto é, considera-se que as fases líquida e vapor possuam as mesmas velocidades e as mesmas temperaturas.

Escanes *et al.* (1995) desenvolveram um modelo numérico para a simulação do comportamento térmico e fluido-dinâmico de tubos capilares. Nesse trabalho, o escoamento é

assumido como homogêneo e os efeitos da metaestabilidade são desconsiderados. O modelo numérico permite a análise de aspectos tais como: geometria, tipo de fluido, condições do escoamento crítico e não-crítico, condições de contorno e aspectos do regime transiente. A comparação dos resultados obtidos com os dados experimentais de quatro outros autores apresentaram boa concordância.

Um modelo teórico para avaliar o desempenho de tubos capilares não adiabáticos com o refrigerante HFC-134a foi apresentado por Hermes *et al.* (2000). O comportamento transiente do escoamento e também a distribuição espacial da vazão em massa, entalpia específica, pressão e título foram apresentados e discutidos.

Seixlack e Navas (2006) apresentaram um modelo numérico para a simulação do escoamento transiente de fluidos refrigerantes no interior de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção. O escoamento bifásico foi considerado homogêneo e o fenômeno de metaestabilidade foi desconsiderado. A solução numérica das equações governantes foi obtida usando o método de Volumes Finitos. As vazões em massa calculadas para a condição de regime permanente foram comparadas com dados experimentais disponíveis na literatura e apresentaram um desvio relativo médio de 8,6% para trocadores de calor concêntricos e 5,7% para trocadores de calor laterais. Os resultados obtidos para a situação transiente foram comparados somente com aqueles de um modelo quase-estático, obtendo-se diferenças em média de 2% entre os valores calculados de vazão em massa.

García-Valladares (2007a, 2007b) desenvolveram um modelo numérico para a simulação do escoamento transiente de fluidos refrigerantes no interior de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção considerando a região metaestável e o modelo de escoamentos separados. Na primeira parte do trabalho apresenta-se o modelo numérico, o qual permite a análise de aspectos tais como a geometria, tipo de fluido, condições de escoamento crítico e não crítico e região metaestável. Na segunda parte do trabalho, os resultados numéricos são comparados com os dados experimentais disponíveis na literatura, em termos da vazão em massa de refrigerante, da temperatura na saída da linha de sucção e dos perfis de temperatura ao longo dos trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção concêntricos e laterais. Dos 196 pontos analisados para a vazão em massa, 96,4% ficaram dentro da faixa de $\pm 15\%$ e 81,1% ficaram dentro da faixa de $\pm 10\%$, com um desvio médio de 6,3%. Para os 143 pontos analisados para a temperatura na saída da linha de sucção, 89,5% ficaram dentro da faixa de $\pm 2^\circ\text{C}$ com um desvio médio de $\pm 0,98^\circ\text{C}$.

Hermes e Melo (2008) apresentaram um modelo numérico mais simplificado e

compararam os resultados obtidos com dados experimentais do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção tanto concêntrico quanto lateral. Com esse modelo reduziu-se o tempo de CPU requerido, tanto para o tubo capilar adiabático quanto não adiabático, em pelo menos 100 vezes em relação ao modelo desenvolvido por Hermes *et al.* (2000). O modelo proposto foi testado com mais de 1400 dados experimentais e 91,5% dos resultados de vazão em massa para tubos capilares adiabáticos e 79,3% para tubos capilares não adiabáticos ficaram dentro da faixa de $\pm 10\%$.

Seixlack e Barbazelli (2009) apresentaram um modelo numérico para simular o escoamento de fluidos refrigerantes, no regime permanente, ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção. O modelo de dois fluidos foi empregado para a região bifásica, considerando o não equilíbrio hidrodinâmico e termodinâmico entre as fases líquida e vapor. Comparações foram feitas com dados experimentais de vazão em massa e temperatura ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção. Além disso, os resultados para a vazão em massa, obtidos segundo os modelos de dois fluidos e homogêneo foram comparados com os dados experimentais obtendo-se desvios relativos médios de, respectivamente, 3,6% e 5%.

Hermes *et al.* (2010) apresentaram uma solução algébrica do escoamento ao longo de tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos, com o objetivo de usar um conjunto relativamente simples de relações termodinâmicas e obter a vazão em massa. Na primeira parte do trabalho, analisa-se o tubo capilar adiabático, encontrando 91% dos resultados dentro da faixa de $\pm 10\%$ em relação aos dados experimentais. Na segunda parte do trabalho, analisa-se o tubo capilar não adiabático, encontrando aproximadamente, 92% e 98% de todos os resultados, respectivamente, dentro da faixa $\pm 10\%$ e $\pm 15\%$ em relação aos dados experimentais.

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

Nesse trabalho, as propriedades termofísicas do fluido refrigerante foram calculadas usando-se o módulo REFPROP 8.0 (LEMMON *et al.*, 2007). Realizou-se, também, uma análise de sensibilidade do código computacional em relação à malha computacional e aos modelos de cálculo da força de atrito e do coeficiente de transferência de calor bifásico. Após essa análise, foram obtidos os resultados do regime permanente e, em seguida, os resultados

para o transiente de partida do sistema de refrigeração.

1.3 Objetivos

O objetivo geral do trabalho é apresentar 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.

Os objetivos específicos deste presente trabalho são:

- Analisar o escoamento transiente de fluidos refrigerantes ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, amplamente usados em sistemas de refrigeração de pequeno porte;
- Implementar no código computacional o procedimento para a simulação do escoamento no regime transiente, incluindo o transiente de partida;
- Melhorar o entendimento dos fenômenos complexos envolvidos nesse tipo de escoamento, objetivando reproduzir melhor os resultados experimentais;
- Contribuir na elaboração de um modelo mais amplo para simular o comportamento de um refrigerador doméstico completo, a partir da combinação dos modelos individuais de cada componente do sistema.

1.4 Esboço da Dissertação

Este texto está dividido em cinco seções. Na seção 2 – Modelo Matemático é apresentado o modelo proposto neste trabalho, incluindo as hipóteses simplificativas, as equações governantes para a análise do escoamento e da transferência de calor 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 e dos coeficientes de transferência de calor, necessárias para obter a solução do sistema de equações governantes.

Na seção 3 – Metodologia de Solução - apresenta-se a metodologia usada na solução do sistema de equações governantes do problema. Tais equações são discretizadas usando-se o método de Volumes Finitos. Descreve-se o procedimento de cálculo da vazão em massa de refrigerante ao longo dos tubos, conhecidas as condições de operação e os parâmetros geométricos do trocador de calor.

Na seção 4 – 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 os dados experimentais disponíveis na literatura. Posteriormente, apresentam-se os resultados obtidos para o regime transiente, no qual o comportamento dinâmico é definido apenas pela variação temporal das condições de contorno.

Na seção 5 – Conclusões - são apresentadas as conclusões do trabalho desenvolvido e algumas sugestões para trabalhos futuros.

MODELO MATEMÁTICO

Nesta seção, 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 dos coeficientes de transferência de calor, tanto ao longo do tubo capilar, 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

O trocador de calor tubo capilar-linha de sucção compreende o trecho L_{tc} mostrado na Fig. 8 e duas regiões que não são resfriadas pela linha de sucção. Tais regiões são designadas como região de entrada (L_e), anterior ao trocador de calor, e região de saída (L_s), posterior ao trocador de calor, mostrado na Fig. 8(a) para um trocador de calor do tipo concêntrico e na Fig. 8(b) para um trocador de calor do tipo lateral.

No modelo proposto, o escoamento ao longo do tubo capilar é dividido em três regiões: uma de escoamento monofásico de refrigerante no estado líquido sub-resfriado, outra de escoamento bifásico líquido-vapor e, dependendo da condição no tempo, outra de escoamento monofásico de refrigerante no estado de vapor superaquecido.

As hipóteses consideradas neste modelo são:

- (i) o tubo capilar e a linha de sucção são retos, horizontais e com diâmetros constantes;
- (ii) o escoamento é incompressível na região de líquido sub-resfriado;
- (iii) o escoamento é considerado unidimensional;
- (iv) o escoamento bifásico é tratado como homogêneo;
- (v) o refrigerante é isento de óleo;
- (vi) desconsidera-se a perda de carga ao longo da linha de sucção;
- (vii) o fenômeno de metaestabilidade do escoamento é desconsiderado;

- (viii) desconsidera-se a resistência térmica da junta de soldagem entre os tubos no trocador de calor do tipo lateral;
- (ix) desconsidera-se a transferência de calor por condução ao longo do escoamento e das paredes do tubo capilar e da linha de sucção.

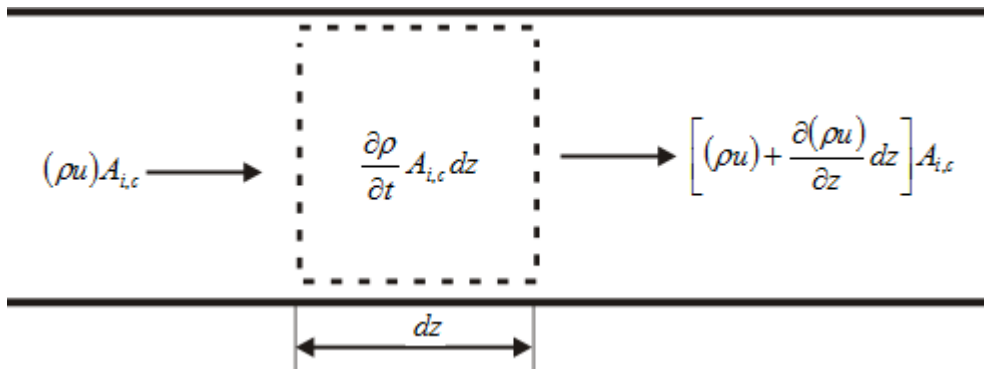
O modelo matemático proposto é desenvolvido com base nas equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e de conservação da energia. Considerando as hipóteses anteriores, tais equações são apresentadas a seguir.

2.2 Equações Governantes

(a) Equação da conservação da massa:

Realizando um balanço de massa do refrigerante que escoa através do volume de controle mostrado na Fig. 9 obtém-se

Figura 9 - Volume de controle para o balanço de conservação da massa no tubo capilar.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

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

na qual t é o tempo em [s], $G = (\rho u)$ é o fluxo de massa de refrigerante [$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$], ρ é a massa específica [kg/m^3], u é a velocidade média do refrigerante na seção transversal do tubo capilar [m/s], z é a coordenada ao longo do tubo capilar [m]. Na Figura 9, $A_{i,c} = \pi d_{i,c}^2 / 4$ é a área interna da seção transversal do tubo capilar [m^2] e $d_{i,c}$ é o diâmetro interno do tubo capilar [m].

Na região bifásica: $\rho = [(1-\alpha)\rho_l + \alpha\rho_v]$, sendo ρ_l a massa específica do líquido saturado, ρ_v a massa específica do vapor saturado e α é a fração de vazio ou fração de vapor, razão entre a área da seção do tubo ocupada pelo vapor e a área total da seção do tubo. No modelo homogêneo a fração de vazio é calculada por (WHALLEY, 1987)

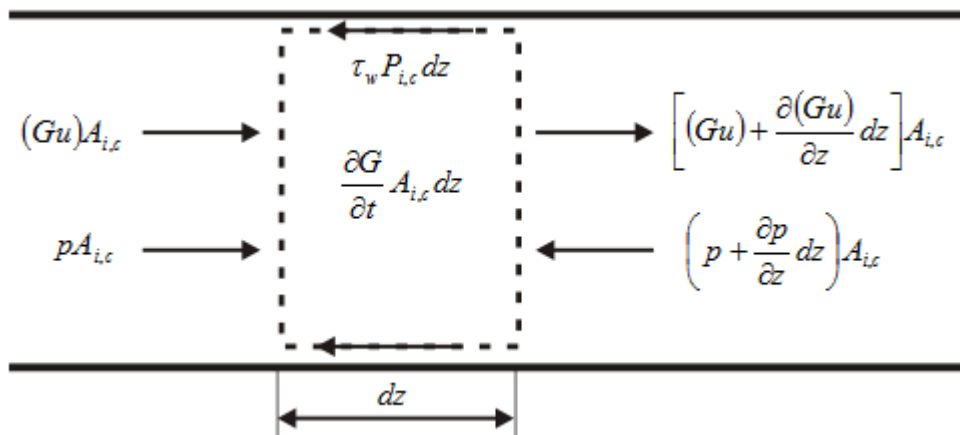
$$\alpha = \frac{1}{1 + \left[\frac{\rho_v}{\rho_l} \frac{(1-x)}{x} \right]} \quad (2)$$

na qual x é o título da mistura líquido-vapor.

(b) Equação da quantidade de movimento:

Um balanço de quantidade de movimento no escoamento do refrigerante através do volume de controle unidimensional mostrado na Fig. 10 fornece

Figura 10 - Volume de controle para o balanço de quantidade de movimento no tubo capilar.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

$$\frac{\partial G}{\partial t} A_{i,c} dz + \frac{\partial(Gu)}{\partial z} dz A_{i,c} = -\frac{\partial p}{\partial z} dz A_{i,c} - \tau_w P_{i,c} dz \quad (3)$$

na qual p é a pressão do escoamento [Pa], $P_{i,c} = (\pi d_{i,c})$ é o perímetro interno do tubo capilar [m] e τ_w é a tensão de cisalhamento na parede [Pa].

Dividindo ambos os lados da Eq. (3) por $A_{i,c}$ e dz e fazendo $F_z = (\tau_w P_{i,c}) / A_{i,c}$, obtém-se

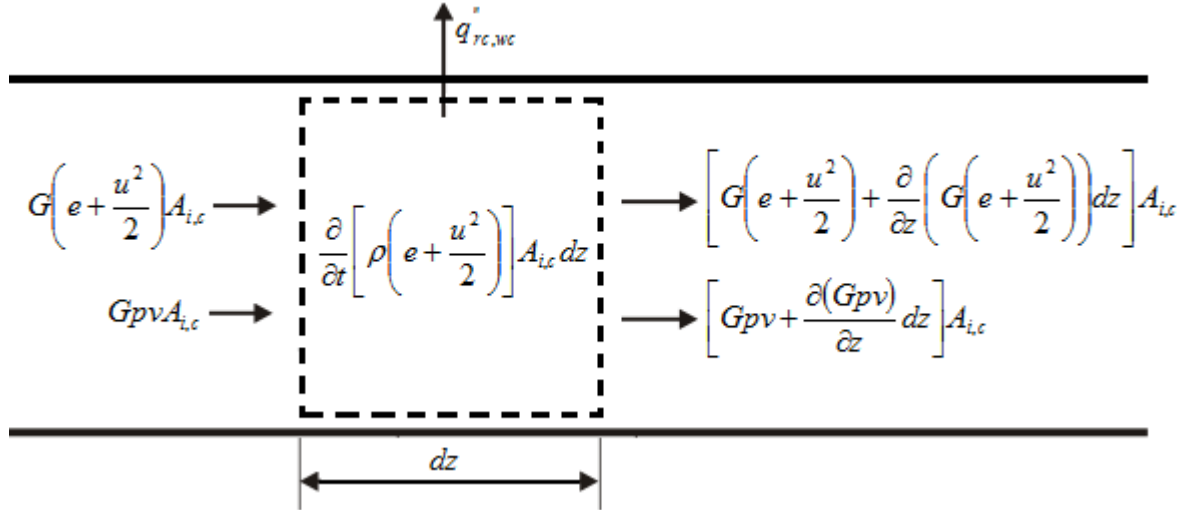
$$\frac{\partial G}{\partial t} + \frac{\partial(Gu)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - F_z \quad (4)$$

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

(c) Equação da conservação de energia: escoamento ao longo do tubo capilar

O balanço de energia no volume de controle elementar mostrado na Fig. 11 implica em:

Figura 11 - Volume de controle para o balanço de conservação de energia no tubo capilar.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{u^2}{2} \right) \right] A_{i,c} dz + \frac{\partial}{\partial z} \left[G \left(e + \frac{u^2}{2} \right) \right] dz A_{i,c} + \frac{\partial(Gpv)}{\partial z} dz A_{i,c} = -q''_{rc,wc} P_{i,c} dz \quad (5)$$

na qual e é a energia interna específica [J/kg], v é o volume específico [m³/kg] e $q''_{rc,wc} = h_c (T_{rc} - T_{wc})$ é o fluxo de calor trocado entre o refrigerante no interior do tubo capilar

e a parede do tubo [W/m^2], h_c é o coeficiente de transferência de calor convectivo no interior do tubo capilar [$\text{W/m}^2\text{K}$], T_{rc} é a temperatura do refrigerante no interior do tubo capilar [K] e T_{wc} é a temperatura da parede do tubo capilar [K].

Usando as definições de entalpia específica do refrigerante $i = e + pv$ [J/kg] e da entalpia de estagnação específica do refrigerante, $i_0 = (i + u^2 / 2)$ [J/kg], a Eq. (5) torna-se

$$\frac{\partial(\rho i_0)}{\partial t} + \frac{\partial(G i_0)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} - q_{rc,wc}'' \frac{P_{i,c}}{A_{i,c}} \quad (6)$$

Substituindo o fluxo de calor trocado entre o refrigerante no interior do tubo capilar e a parede do tubo obtém-se

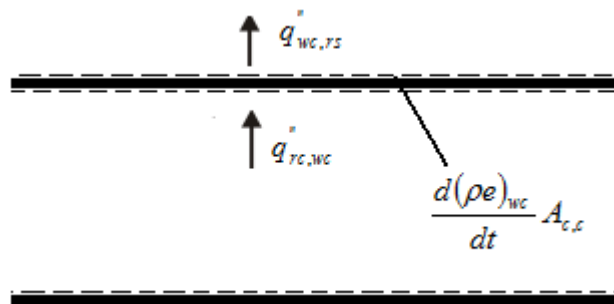
$$\frac{\partial(\rho i_0)}{\partial t} + \frac{\partial(G i_0)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} - h_c (T_{rc} - T_{wc}) \frac{P_{i,c}}{A_{i,c}} \quad (7)$$

A Equação (7) é utilizada para o cálculo da entalpia de estagnação, i_0 , do refrigerante ao longo do tubo capilar. Observa-se que a entalpia de estagnação, de um modo geral, representa a quantidade total de energia transportada pelo refrigerante, já que envolve os termos de energia interna, energia cinética e trabalho de fluxo.

(d) Equação da conservação de energia: parede do tubo capilar – região do trocador de calor

Realizando o balanço de energia no volume de controle da parede do tubo capilar, mostrado na Fig. 12, obtém-se

Figura 12 - Volume de controle para o balanço de energia na parede do tubo capilar.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

$$\frac{d(\rho e)_{wc}}{dt} A_{c,c} = q''_{rc,wc} P_{i,c} - q''_{wc,rs} P_{e,c} \quad (8)$$

na qual o índice inferior wc indica a parede do tubo capilar, $A_{c,c}$ é área da coroa circular do tubo capilar [m^2], $P_{e,c} = \pi d_{e,c}$ é o perímetro externo do capilar [m] e $q''_{wc,rs} = h_s (T_{wc} - T_{rs})$ é o fluxo de calor trocado entre a parede do capilar e o refrigerante na linha de sucção [W/m^2], 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], obtém-se a equação para o cálculo da temperatura da parede do tubo capilar, dada por

$$(\rho c)_{wc} \frac{dT_{wc}}{dt} = h_c (T_{rc} - T_{wc}) \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} - h_s (T_{wc} - T_{rs}) \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} \quad (9)$$

(e) Equação da conservação de 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. 8, 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

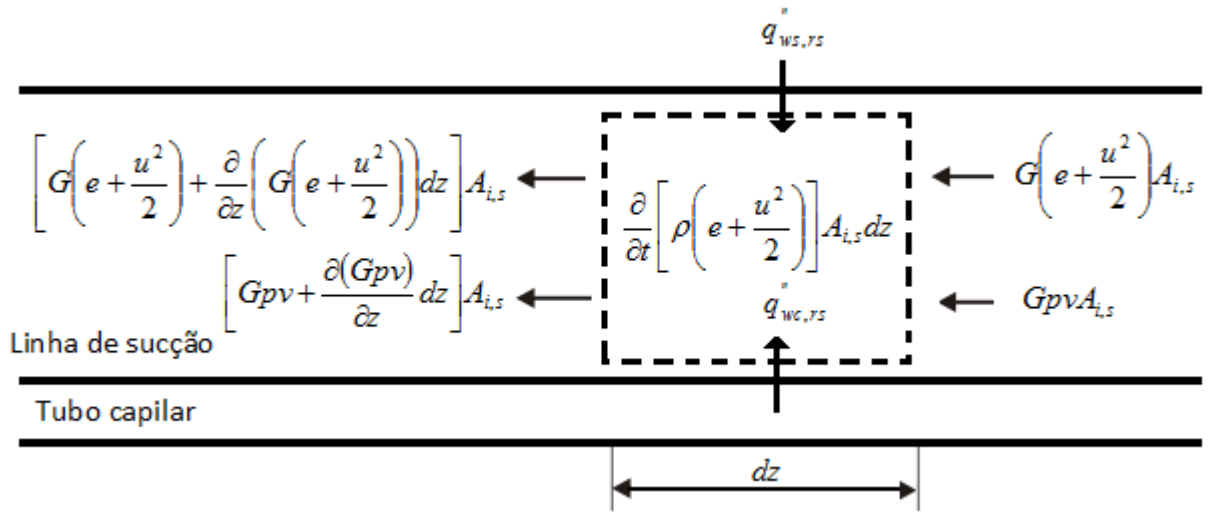
$$(\rho c)_{wc} \frac{dT_{wc}}{dt} = h_c (T_{rc} - T_{wc}) \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} - h_a (T_{wc} - T_a) \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} \quad (10)$$

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) Equação da conservação de energia: escoamento ao longo da linha de sucção

Efetuada-se o balanço de energia no volume de controle localizado no interior da linha de sucção, mostrado na Fig. 13, obtém-se a equação

Figura 13 - Volume de controle para o balanço de conservação de energia na linha de sucção.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{u^2}{2} \right) \right] = - \frac{\partial}{\partial z} \left[G \left(e + \frac{u^2}{2} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial z} (Gpv) + q''_{wc,rs} \frac{P_{e,c}}{A_{i,s}} + q''_{ws,rs} \frac{P_{i,s}}{A_{i,s}} \quad (11)$$

em que $A_{i,s}$ é a área da secção transversal da linha de sucção [m^2], $A_{i,s} = (\pi d_{i,s}^2 / 4)$ para o trocador de calor lateral e $A_{i,s} = [\pi (d_{i,s}^2 - d_{e,c}^2) / 4]$ para o trocador concêntrico, nas quais $d_{i,s}$ e $d_{e,c}$ são, respectivamente, o diâmetro interno da linha de sucção e o diâmetro externo do tubo capilar [m], $P_{i,s} = (\pi d_{i,s})$ é o perímetro interno da linha de sucção [m], $q''_{ws,rs} = h_s (T_{ws} - T_{rs})$ é o fluxo de calor trocado entre a parede da linha de sucção e o refrigerante na linha de sucção [W/m^2], na qual T_{ws} é a temperatura da parede da linha de sucção [K].

Usando novamente as definições de entalpia específica e de entalpia específica de estagnação, obtém-se

$$\frac{\partial(\rho i_0)}{\partial t} + \frac{\partial(G i_0)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} + h_s(T_{wc} - T_{rs}) \frac{P_{e,c}}{A_{i,s}} + h_s(T_{ws} - T_{rs}) \frac{P_{i,s}}{A_{i,s}} \quad (12)$$

A Equação (12) é utilizada para o cálculo da entalpia de estagnação, i_0 , do refrigerante ao longo da linha de sucção.

(g) Conservação da Energia: parede da linha de sucção

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

$$(\rho c)_{ws} \frac{dT_{ws}}{dt} = -q''_{ws,rs} \frac{P_{i,s}}{A_{c,s}} + q''_{a,ws} \frac{P_{e,s}}{A_{c,s}} \quad (13)$$

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], e $q''_{a,ws} = h_a(T_a - T_{ws})$ é o fluxo de calor trocado entre o meio ambiente e a parede da linha de sucção.

Substituindo as expressões de $q''_{ws,rs}$ e $q''_{a,ws}$ na Eq. (13) obtém-se

$$(\rho c)_{ws} \frac{dT_{ws}}{dt} = -h_s(T_{ws} - T_{rs}) \frac{P_{i,s}}{A_{c,s}} + h_a(T_a - T_{ws}) \frac{P_{e,s}}{A_{c,s}} \quad (14)$$

Dessa forma o sistema de equações governantes para a análise do escoamento ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção é dado pelas Eqs. (1), (4), (7), (9), (10), (12) e (14).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial z} = 0$$

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

$$\frac{\partial(\rho i_0)}{\partial t} + \frac{\partial(G i_0)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} - h_c(T_{rc} - T_{wc}) \frac{P_{i,c}}{A_{i,c}}$$

$$(\rho c)_{wc} \frac{dT_{wc}}{dt} = h_c (T_{rc} - T_{wc}) \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} - h_s (T_{wc} - T_{rs}) \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}}$$

$$(\rho c)_{wc} \frac{dT_{wc}}{dt} = h_c (T_{rc} - T_{wc}) \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} - h_a (T_{wc} - T_a) \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}}$$

$$\frac{\partial(\rho i_0)}{\partial t} + \frac{\partial(G i_0)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} + h_s (T_{wc} - T_{rs}) \frac{P_{e,c}}{A_{i,s}} + h_s (T_{ws} - T_{rs}) \frac{P_{i,s}}{A_{i,s}}$$

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

Com as Equações (1) e (4) são calculados, respectivamente, o fluxo de massa e a pressão. A Equação (7) é usada para o cálculo da entalpia específica de estagnação do refrigerante ao longo do capilar e as Equações (9) e (10) são usadas para o cálculo da temperatura da parede do capilar, respectivamente, na região do trocador de calor e nas regiões de entrada e saída do tubo capilar. A Equação (12) é usada para o cálculo da entalpia específica de estagnação do refrigerante ao longo da linha de sucção e a Equação (14) é usada para o cálculo da temperatura da parede da linha de sucção.

Para a solução desse sistema de equações é necessário especificar ainda as correlações para o cálculo: (i) do termo F_z , nas regiões de líquido sub-resfriado, de vapor superaquecido e na região bifásica; (ii) 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 o módulo REFPROP 8.0 (LEMMON *et al.*, 2007).

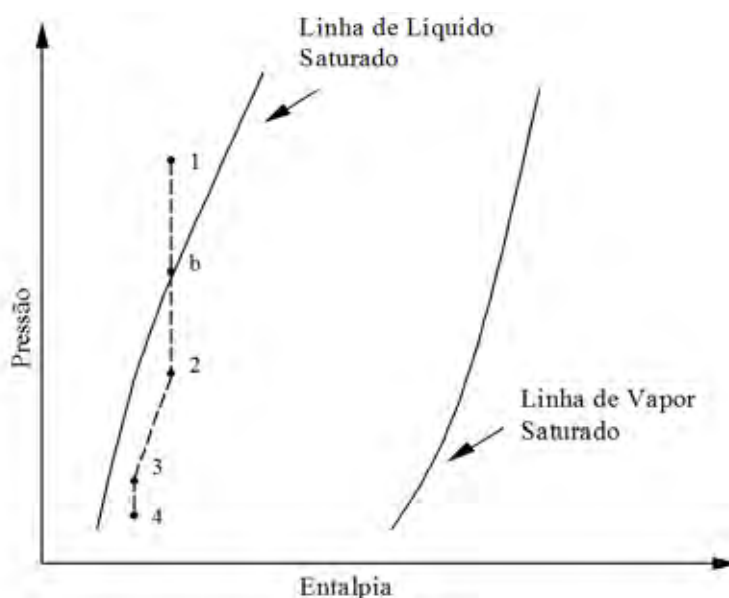
2.3 Condições de Contorno Iniciais e Condição de Bloqueio

Na Figura 14, os pontos 1 a 4 representam as posições ao longo do tubo capilar, mostradas na Fig. 8. A linha entre os pontos 1 a 4 representa esquematicamente uma situação típica do escoamento no regime permanente ao longo de um trocador de calor tubo capilar-linha de sucção.

Na Figura 14 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.

Figura 14 - Diagrama esquemático pressão-entalpia para a representação dos estados termodinâmicos do fluido refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção.



Fonte: Barbazelli (2000).

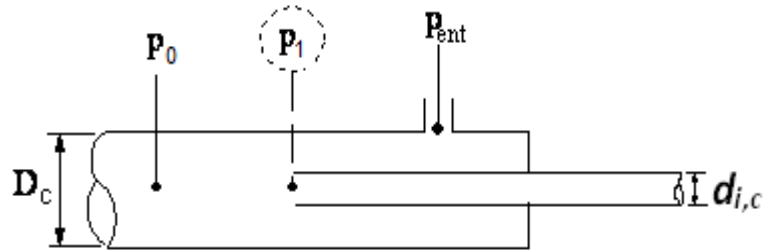
Observa-se que várias outras situações poderão ocorrer no trajeto entre os pontos 1 a 4, dependendo das condições de operação e das características geométricas do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção. Existe a possibilidade, por exemplo, de recondensação completa do refrigerante ao longo do 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. 15), 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 (vide Fig. 15), aplicando-se os

princípios de conservação da energia entre os pontos 0 e 1 e entre o ponto 0 e o ponto de tomada de pressão (p_{ent}), mostrado na Fig. 15.

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_{ent} e do grau de sub-resfriamento, ΔT_{sub} .

Figura 15 - Esquema da conexão de entrada do tubo capilar.



Fonte: Gonçalves (1994).

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

$$z = 0 \rightarrow p_1 = p_e \quad ; \quad T_{rc,1} = T_{sat}(p_1) - \Delta T_{sub} \quad ; \quad T_{wc,1} = T_{rc,1} \quad (15)$$

Na entrada do tubo capilar o coeficiente de perda de carga localizada K é adotado igual a 0,5 (COLLIER; THOME, 1999). Melo *et al.* (1995) mostraram que esse coeficiente tem 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, na temperatura $T_{rc,1}$.

Para a solução das equações governantes na região bifásica é necessário que sejam conhecidas as condições iniciais para as variáveis: G , p e i_o . Uma vez que o fenômeno de metaestabilidade do escoamento é desconsiderado, é assumido que a região bifásica inicie-se na pressão de saturação relativa à temperatura de saída da região de líquido, ou seja, no ponto b mostrado na Fig. 14. Esse ponto é identificado pela comparação entre a pressão do fluido refrigerante na região líquida e a pressão de saturação relativa à temperatura de entrada, $p_{sat}(T_{rc,1})$. Com isso, as condições iniciais da região bifásica, são dadas por:

$$z = z_b \rightarrow p = p_{sat}(T_{rc,b}) \quad G = \rho_1(T_{rc,b})u; \quad i_o = i_1(T_{rc,b}) + \frac{u^2}{2} \quad (16)$$

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 dadas por:

$$z = z_{e,s} \rightarrow p_{e,s} = p_{evap} ; \quad T_{rs} = T_{rs,e} ; \quad G = \rho_v(T_{rs,e})u \quad ; \quad i_0 = i_v(T_{rs,e}) + \frac{u^2}{2} \quad (17)$$

Na saída do tubo capilar, ponto 4 da Fig. 14, as variáveis G , p e i_0 não são conhecidas. A pressão do fluido refrigerante nesse ponto corresponderá à de evaporação caso o escoamento não esteja bloqueado. Na condição de escoamento bloqueado quaisquer reduções subsequentes na pressão de evaporação não exercem influência sobre o fluxo de massa de refrigerante. Dessa forma, se o escoamento atingir a condição de bloqueio (escoamento crítico) na saída do tubo, a pressão nesse local poderá ser superior à pressão de evaporação.

O procedimento de verificação da condição crítica do escoamento bifásico usada neste trabalho é aquele proposto 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 um dado título, ou seja,

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{crítico} \rightarrow (\text{Valor Máximo Finito}) \quad (18)$$

Esse valor máximo é geralmente arbitrário, devendo entretanto 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 demasiadamente reduzida e fisicamente irreal.

Okazaki (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 no qual dp/dz é máximo, somente é obtida com base em um incremento de comprimento muito pequeno, da ordem de micrômetros. Utilizou-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. Esse mesmo procedimento foi adotado no presente trabalho.

O comportamento transiente do tubo capilar é analisado de acordo com Hermes e Melo (2008), impondo 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. De acordo com Hermes e Melo (2008), de modo geral as condições de contorno geradas a partir dos ensaios podem ser representadas como: $\beta = \beta_{\infty} + (\beta_o - \beta_{\infty})e^{-t/a}$, na qual β é uma variável genérica, β_o e β_{∞} 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 por essa equação é crescente para $\beta_o < \beta_{\infty}$ e decrescente para $\beta_o > \beta_{\infty}$, apresentando um comportamento assintótico em relação a β_{∞} .

2.4 Relações Constitutivas

As relações constitutivas, necessárias para obter a solução do sistema de equações governantes, geralmente, são de base empírica ou são estabelecidas segundo modelos semi-empíricos. Tais equações e modelos são apresentados nos próximos subitens.

Tabela 1 - Relações constitutivas para os fatores de atrito.

Publicações	Fator de Atrito	
	Região líquida	Região bifásica
Hermes <i>et al.</i> (2008)	Churchill (1977)	Churchill (1977)
Seixlack e Barbazelli (2009)	Churchill (1977)	Erth (1970)
Xu e Bansal (2002)	Churchill (1977)	Lin <i>et al.</i> (1991)
Yang e Bansal (2005)	Churchill (1977)	Lin <i>et al.</i> (1991)
Sinpi boon e Wongwises (2002)	Colebrook (1938)	Colebrook (1938)

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 2 - Relações constitutivas para o coeficiente de transferência de calor.

Publicações	Coeficiente de transferência de calor		
	Região líquida	Região bifásica	Linha de sucção
Hermes <i>et al.</i> (2008)	Gnielinski (1976)	Infinito	Gnielinski (1976)
Seixlack e Barbazelli (2009)	Gnielinski (1976)	Infinito	Gnielinski (1976)

Xu e Bansal (2002)	Gnielinski (1976)	Infinito	Gnielinski (1976)
Yang e Bansal (2005)	Gnielinski (1976)	Liu e Winterton (1991)	Gnielinski (1976)

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Nas Tabelas 1 e 2 são apresentadas as relações constitutivas utilizadas em alguns trabalhos, respectivamente, para o cálculo dos coeficientes de atrito e para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor em trocadores de calor tubo-capilar linha de sucção, encontradas a partir da revisão bibliográfica realizada.

(a) Queda de pressão devido o atrito nas regiões monofásicas:

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

$$F_z = \left(\frac{dp}{dz} \right)_F = \frac{fG^2}{2\rho d_{i,c}} \quad (19)$$

na qual f é o fator de atrito de Darcy, que é calculado utilizando-se a correlação de Churchill (1977), que abrange os regimes de escoamento laminar, de transição e turbulento, dada por

$$\left(\frac{f}{8} \right)^{12} = \left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \left\{ \left[2,457 \ln \left[\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon}{d} \right]^{-1} \right]^{16} + \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \right\}^{-3/2} \quad (20)$$

onde ε é a rugosidade absoluta da parede interna do tubo [m], $Re = [Gd_{i,c}/\mu]$ é o número de Reynolds e μ é a viscosidade dinâmica do líquido ou do vapor [Pas]. A Equação (20) é válida para toda a faixa de Reynolds e quaisquer valores de ε/d .

(b) Queda de pressão devido o atrito na região bifásica:

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

$$F_z = \left(\frac{dp}{dz} \right)_F = \frac{f_b G^2}{2 \rho d_{i,c}} \quad (21)$$

na qual ρ é a massa específica da mistura [kg/m^3] e f_b é o fator de atrito no escoamento bifásico, que pode ser calculado pela correlação de Erth (1970).

Erth (1970) selecionou 57 e 74 conjuntos de dados experimentais, respectivamente, dos trabalhos de Bolstad e Jordan (1948) e Ungar *et al.* (1960). Para cada um desses conjuntos, foram traçados os perfis de temperatura e pressão, o que permitiu a determinação gráfica do ponto de início de vaporização. A partir desses dados e usando técnicas de regressão, Erth (1970) determinou uma expressão para o fator de atrito médio na região bifásica, dada por

$$f_b = \frac{3,1}{\sqrt{\text{Re}}} \exp \left[\frac{(1 - x_e^{0,25})}{2,4} \right] \quad (22)$$

na qual x_e é o título na entrada do tubo capilar. Caso exista líquido sub-resfriado na entrada do tubo, observa-se que a Eq. (22) torna-se função apenas do número de Reynolds.

A correlação de Erth (1970) foi adotada no modelo proposto por Mezavila (1995), que a utilizou em cada incremento ao longo do tubo. Assim, o fator de atrito é calculado localmente, sendo o número de Reynolds e o título referentes aos valores na entrada de cada incremento. A justificativa para essa forma de utilização da correlação, foi o fato de Erth (1970) ter usado dados experimentais nos quais o título na entrada do tubo capilar variava entre 0 e 1.

O termo F_z também pode ser calculado pela correlação de Lin *et al.* (1991), para representar a queda de pressão devido ao atrito na região de escoamento bifásico, $(dp/dz)_F$, em termos da queda de pressão devido ao atrito na região de escoamento monofásico de líquido, $(dp/dz)_{Flo}$, utilizando o multiplicador bifásico ϕ_{lo}^2 , dado por

$$\phi_{lo}^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz} \right)_F}{\left(\frac{dp}{dz} \right)_{Flo}} \quad (23)$$

na qual o índice inferior lo indica o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de líquido na vazão em massa total $\dot{m} = GA_{i,c}$.

Observa-se na Eq. (23) que o multiplicador bifásico é um fator de correção que aplicado ao gradiente de pressão devido ao atrito no escoamento monofásico, permite calcular a queda de pressão devido ao atrito no escoamento bifásico.

O gradiente de pressão no escoamento monofásico na Eq. (23) é dado por

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{Flo} = f_l \frac{G^2}{2\rho_l d_{i,c}} \quad (24)$$

na qual o fator de atrito f_l é calculado pela Eq. (20), com o número de Reynolds definido por:

$Re_l = [Gd_{i,c} / \mu_l]$, em que μ_l é a viscosidade absoluta do líquido saturado.

Substituindo as Eqs. (21) e (24) na Eq. (23), tem-se que

$$\phi_{lo}^2 = \left[\frac{\left(\frac{8}{Re_b}\right)^{12} + \frac{1}{(A_b + B_b)^{3/2}}}{\left[\left(\frac{8}{Re_l}\right)^{12} + \frac{1}{(A_l + B_l)^{3/2}}\right]^{1/12}} \right]^{1/12} \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right] \quad (25)$$

na qual o índice inferior b indica escoamento bifásico, $Re_b = (Gd_{i,c} / \mu_b)$ e μ_b , é a viscosidade absoluta bifásica que pode ser calculada neste trabalho pelas correlações de Cicchitti *et al.* (1960), McAdams *et al.* (1942) e Dukler *et al.* (1964) citadas por Whalley (1987), dadas respectivamente por:

$$\mu_b = x\mu_v + (1-x)\mu_l \quad (26)$$

$$\frac{1}{\mu_b} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (27)$$

$$\mu_b = \rho[x\nu_v\mu_v + (1-x)\nu_l\mu_l] \quad (28)$$

(c) Coeficiente de transferência de calor na região líquida ou superaquecida, h_c , e na linha de sucção, h_s :

Os escoamentos monofásicos ao longo de dutos de seção circular envolvendo transferência de calor têm sido amplamente estudados e uma série de correlações para a

estimativa do número de Nusselt, $Nu=(h_c d_{i,c}/k)$ na região líquida ou superaquecida e $Nu = (h_s d_{e,c} / k)$ na linha de sucção encontra-se disponível na literatura. Uma correlação bastante utilizada é a correlação de Gnielinski (1976), dada por

$$Nu = \frac{h_c d_{i,c}}{k} = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (29)$$

A Equação (29) é válida para as faixas: $3000 < Re < 5 \times 10^6$ e $0,5 < Pr < 2000$. Nessa equação o fator de atrito, f ao longo do tubo capilar é calculado pela equação de Churchill (1977) e ao longo da linha de sucção, cujo diâmetro é consideravelmente maior, é calculado pela correlação de Blasius para escoamentos turbulentos em tubos lisos, válida para a faixa entre $4 \times 10^3 \leq Re \leq 10^5$, dada por

$$f = 0,3164 Re^{-0,25} \quad (30)$$

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_l , definido por

$$\frac{D_l}{D_h} = \frac{1 + \chi^2 + (1 - \chi^2)/\ln \chi}{(1 - \chi^2)} \quad (31)$$

na qual,

$$\chi = \frac{d_{e,c}}{d_{i,s}} \quad ; \quad D_h = d_{i,s} - d_{e,c} \quad (32)$$

Segundo Kakaç *et al.* (1987) a utilização de D_l , ao invés do diâmetro hidráulico, reduz o espalhamento dos resultados 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 diâmetros menores do que 2 mm. Isso ocorre, pois o mecanismo de vorticidade turbulenta é minorado com a redução da secção transversal do tubo, resultando em coeficientes de transferência de calor menores, independente do nível de turbulência do escoamento.

(d) Coeficiente de transferência de calor entre o capilar ou a linha de sucção e o meio ambiente, h_a :

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

$$Nu = \frac{h_a d_{e,c(s)}}{k_a} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + (0,559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (33)$$

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, $Gr = [g\beta(T_w - T_a) / \mu_{ar}]$ é o número de Grashof, T_w é 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 , μ_{ar} e o número de Prandtl são avaliados na temperatura média, T_m , entre as temperaturas da parede do tubo e a do ambiente. O coeficiente β é definido pelo inverso dessa temperatura média absoluta, ou seja: $\beta = 1/T_m$ [K⁻¹]. A Equação (33) é válida para a faixa de número de Rayleigh entre 10^{-5} e 10^{12} .

(e) Coeficiente 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 a parede do tubo capilar. Entretanto, tal consideração pode implicar na estimativa incorreta da temperatura da parede do tubo capilar. Neste trabalho, assim como proposto por Hermes *et al.* (2000) utiliza-se a correlação de Pate (1982), dada por

$$h_{c,b} = \frac{k_l}{d_{i,c}} 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,3} \left(\frac{1-x}{1-\alpha} \right) \quad (34)$$

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:

$$Re_l = \frac{G d_h (1-x)}{\mu_l} \quad Pr_l = \frac{\mu_l c_l}{k_l} \quad (35)$$

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

3

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 o Método de Volumes Finitos. Descreve-se o procedimento de cálculo da vazão em massa de refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, conhecidas as condições de operação e os seus parâmetros geométricos.

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.

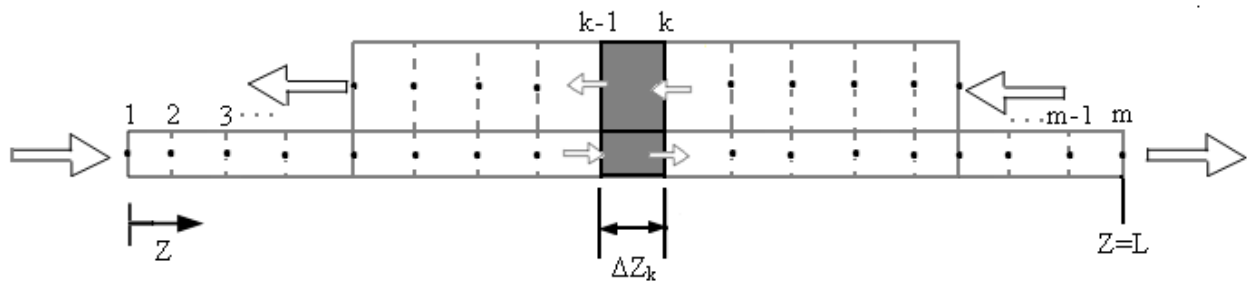
Em razão dessa complexidade, o sistema composto pelas Eqs. (1), (4), (7), (9), (10), (12) e (14) é solucionado numericamente, usando-se o Método de Volumes Finitos, conforme apresentado por Escanes *et al.* (1995).

Com esse método, a partir da discretização das equações governantes, no tempo e no espaço, obtém-se um sistema de equações algébricas que, nesse trabalho, 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 tubo capilar-linha de sucção 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 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, do tubo capilar e da linha de sucção, é dividido em m volumes de controle de comprimento Δz_k , com nós localizados nas seções de entrada e saída desses volumes, como mostrado na Fig. 16.

Figura 16 – Discretização do domínio de solução.



Fonte: Adaptado de Navas (2004).

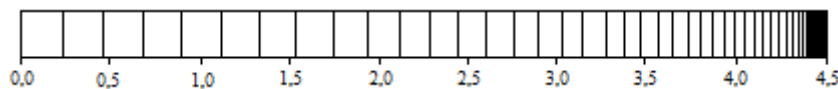
Em razão dos elevados gradientes na região de saída do tubo capilar, uma malha não-uniforme foi gerada, usando-se a equação apresentada por Escanes *et al.* (1995), dada por,

$$\Delta z_k = \frac{L}{\tanh \eta} \left[\tanh \left(\eta \frac{k}{m} \right) - \tanh \left(\eta \frac{k-1}{m} \right) \right] \quad (36)$$

na qual η é o fator de concentração, que pode assumir um valor maior ou igual a zero, sendo que $\eta = 0$ gera uma malha uniforme, L é o comprimento do tubo capilar e m é o número de pontos nodais da malha.

Na Figura 17 apresenta-se, como exemplo, uma malha com 50 volumes de controle e $\eta = 2,5$ para um tubo capilar de 4,5 m de comprimento.

Figura 17 - Malha não-uniforme: 50 volumes e $\eta = 2,5$ (Hermes *et al.*, 2000).



Fonte: Hermes *et al.* (2000).

As equações governantes são integradas no tempo e no espaço ao longo de cada volume de controle. Os termos transientes dessas equações, considerando a variável dependente genérica ϕ , são discretizados segundo o método de Euler, como

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = \frac{(\bar{\phi} - \bar{\phi}^o)}{\Delta t} \quad (37)$$

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. Neste trabalho, esse valor médio é obtido pela média aritmética dos respectivos valores nas seções de entrada e saída do volume de controle, isto é

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta z} \int_{k-1}^k \phi dz = \frac{\phi_k + \phi_{k-1}}{2} \quad (38)$$

nas quais o índice k representa os pontos nodais ao longo da malha computacional.

A partir desse procedimento obtém-se um sistema de equações algébricas que é resolvido ponto a ponto ao longo do tubo capilar e da linha de sucção.

Considerando o procedimento anterior, as equações discretizadas são assim obtidas:

(a) Conservação da massa - tubo capilar:

Integrando a equação da conservação da massa, Eq. (2.1), no tempo e ao longo do volume de controle mostrado na Fig. 16, obtém-se

$$\int_{k-1}^k \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial \rho}{\partial t} dt dz + \int_{k-1}^k \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial G}{\partial z} dt dz = 0 \quad (39)$$

Realizando a integração da Eq. (39), com as aproximações dadas pelas Eqs. (37) e (38), obtém-se a equação para o cálculo do fluxo de massa do refrigerante ao longo do tubo capilar, dada por

$$G_k = G_{k-1} - \left(\bar{\rho} - \bar{\rho}^o \right) \frac{\Delta z}{\Delta t} \quad (40)$$

(b) Quantidade de movimento - tubo capilar:

Integrando a equação da quantidade de movimento, Eq. (4) no tempo e ao longo do volume de controle do tubo capilar, obtém-se

$$\int_{k-1}^k \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial G}{\partial t} dt dz + \int_{k-1}^k \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial(Gu)}{\partial z} dt dz = - \int_{k-1}^k \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial p}{\partial z} dt dz - \int_{k-1}^k \int_t^{t+\Delta t} F_z dt dz \quad (41)$$

Usando as Eqs. (37) e (38), obtém-se a equação para o cálculo da pressão ao longo do tubo capilar, dada por

$$p_k = p_{k-1} - \left(\bar{G} - \bar{G}^0 \right) \frac{\Delta z}{\Delta t} + G_{k-1} u_{k-1} - G_k u_k - \bar{F}_z \Delta z \quad (42)$$

(c) Conservação de energia - tubo capilar:

Procedendo de forma similar, a integração da equação conservação de energia, Eq. (7), fornece

$$\begin{aligned} \int_{k-1}^k \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial(\rho i_0)}{\partial t} dt dz + \int_{k-1}^k \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial(G i_0)}{\partial z} dt dz = \int_{k-1}^k \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial p}{\partial t} dt dz - \\ - \int_{k-1}^k \int_t^{t+\Delta t} \left(h_c (T_{r,c} - T_{w,c}) \frac{P_{i,c}}{A_{i,c}} \right) dt dz \end{aligned} \quad (43)$$

Realizando as integrações, obtém-se a equação para o cálculo da entalpia de estagnação do refrigerante ao longo do tubo capilar, dada por

$$i_{o,k} = \frac{a_{k-1}}{a_k} i_{o,k-1} + \frac{b_c}{a_k} \quad (44)$$

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

$$a_k = G_k + \frac{\rho_k \Delta z}{2 \Delta t} \quad (44)$$

a)

$$a_{k-1} = G_{k-1} - \frac{\rho_{k-1} \Delta z}{2 \Delta t} \quad (44 \text{ b})$$

$$b_c = \left[\bar{p} - \bar{p}^0 + (\bar{\rho} i_0)^0 \right] \frac{\Delta z}{\Delta t} + \frac{P_{i,c} \Delta z}{A_{i,c}} (\bar{h}_c T_{wc} - \bar{h}_c T_{rc}) \quad (44 \text{ c})$$

(d) Conservação de energia - parede do tubo capilar:

A integração da equação da conservação de energia da parede do tubo capilar na região de trocador de calor, Eq. (9), fornece

$$\int_t^{t+\Delta t} (\rho c)_{wc} \frac{dT_{wc}}{dt} dt = \int_t^{t+\Delta t} \left[h_c (T_{r,c} - T_{w,c}) \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} - h_s (T_{wc} - T_{rs}) \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} \right] dt \quad (45)$$

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

$$T_{wc,k} = \frac{b_{wc}}{a_k} \quad (46)$$

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

$$a_k = \frac{(\rho c)_{wc}}{\Delta t} + h_{c,k} \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} + h_{s,k} \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} \quad (46 \text{ a})$$

$$b_{w,c} = \frac{(\rho c)_{wc}}{\Delta t} T_{wc,k}^0 + h_{c,k} T_{rc,k} \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} + h_{s,k} T_{rs,k} \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} \quad (46 \text{ b})$$

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. (10), de maneira similar à Eq. (45), obtendo-se uma equação que possui a mesma forma da Eq. (46), mas com os coeficientes a_k e o termo b_{wc} , desta vez dados por

$$a_k = \frac{(\rho c)_{wc}}{\Delta t} + h_{c,k} \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} + h_a \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} \quad (46 \text{ c})$$

$$b_{w,c} = \frac{(\rho c)_{wc}}{\Delta t} T_{wc,k}^0 + h_{c,k} T_{rc,k} \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} + h_a T_a \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} \quad (46 \text{ d})$$

Para a obtenção da forma discretizada das equações da conservação da massa, Eq. (2.1), e da conservação de energia ao longo da linha de sucção, Eq. (12), o procedimento é similar àquele adotado, respectivamente, na obtenção da Eq. (40) e da Eq. (44) para o tubo capilar. Entretanto, a direção da integração ao longo do volume de controle na linha de sucção deve ser de k para $k-1$, em razão do escoamento em contracorrente, mostrado esquematicamente na Fig. 16.

(e) Conservação da massa - linha de sucção:

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

$$G_{k-1} = G_k - \left(\bar{\rho} - \bar{\rho}^0 \right) \frac{\Delta z}{\Delta t} \quad (47)$$

(f) Conservação de energia - linha de sucção:

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

$$i_{o,k-1} = \frac{a_k}{a_{k-1}} i_{o,k} + \frac{b_s}{a_{k-1}} \quad (48)$$

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

$$a_{k-1} = G_{k-1} + \frac{\rho_{k-1} \Delta z}{2 \Delta t} \quad (48 \text{ a})$$

$$a_k = G_k - \frac{\rho_k \Delta z}{2 \Delta t} \quad (48 \text{ b})$$

$$b_s = \left[\bar{p} - \bar{p}^0 + (\bar{\rho} i_0)^0 \right] \frac{\Delta z}{\Delta t} + \frac{\Delta z}{A_s} \left[(P_{e,c} \bar{h}_s T_{wc} + P_{i,s} \bar{h}_s T_{ws}) - h_s T_{rs} (P_{e,c} + P_{i,s}) \right] \quad (48 \text{ c})$$

(g) Conservação da energia - parede da linha da sucção:

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

$$T_{ws,k-1} = \frac{b_{w,s}}{a_{k-1}} \quad (49)$$

sendo

$$a_{k-1} = \frac{(\rho c)_{ws}}{\Delta t} + h_{s,k-1} \frac{P_{i,s}}{A_{c,s}} + h_{a,k} \frac{P_{e,s}}{A_{c,s}} \quad (49 \text{ a})$$

$$b_{w,s} = \frac{(\rho c)_{ws}}{\Delta t} T_{ws,k}^0 + h_{s,k-1} T_{rs,k-1} \frac{P_{i,s}}{A_{c,s}} + h_{a,k-1} T_a \frac{P_{e,s}}{A_{c,s}} \quad (49$$

b)

3.3 Procedimento de Solução

O modelo apresentado permite a análise do desempenho de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, isto é, permite o cálculo no regime permanente e no regime transiente da vazão em massa de refrigerante ao longo do trocador de calor, $\dot{m}$, conhecendo-se os seus parâmetros geométricos e as demais condições de operação. Permite também a determinação das distribuições de pressão e de temperatura do refrigerante ao longo do tubo capilar e a distribuição de temperatura do refrigerante ao longo da linha de sucção.

O processo de solução é iterativo, pois as equações governantes dependem da vazão em massa de refrigerante. Dessa forma, inicialmente, o valor de $\dot{m}$ é arbitrado e com as demais condições de entrada no tubo capilar, Eq. (15), e na linha de sucção, Eq. (17), obtém-se a solução do sistema composto pelas Eqs. (40), (42), (44) e (46) ao longo do tubo capilar e pelas Eqs. (47), (48) e (49) ao longo da linha de sucção. A solução é obtida, iterativamente, por substituições sucessivas, ponto-a-ponto 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 u , p , i_o e T_{wc} para o tubo capilar e i_o 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_{calc} , 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: $|L - L_{calc}| < tol$. 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. A tolerância adotada neste trabalho para o cálculo da vazão em massa é igual à incerteza de medição do comprimento do tubo capilar: $tol = 2 \text{ mm}$ (MELO *et al.*, 1995).

O procedimento de correção da vazão usado atualmente no código computacional é de certa forma, intuitiva e foi usado por Melo e Negrão (1988), Mezavila (1995) e Seixlack e Navas (2006). Tal procedimento consiste em corrigir a vazão em massa com base no comprimento do tubo capilar calculado, L_{calc} , de acordo com a equação dada por

$$\dot{m}_c = C_R \left(\frac{L_{calc}}{L} \right) \dot{m} + (1 - C_R) \dot{m} \quad (50)$$

na qual $\dot{m}_c$ e $\dot{m}$ são, respectivamente, os valores da vazão em massa corrigido e calculado e C_R é um coeficiente de relaxação, necessário para melhorar o processo de convergência. Na Equação (50), se o comprimento calculado for maior do que o comprimento real, L , 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 entre o comprimento calculado e o comprimento real for menor do que a tolerância previamente definida pelo usuário.

O algoritmo de solução das equações governantes do escoamento ao longo do tubo capilar, para o cálculo da vazão em massa de refrigerante que escoar ao longo do tubo, de acordo com o procedimento anterior, é dado por:

1. Arbitrar o valor para a vazão em massa de refrigerante;
2. Calcular as propriedades do refrigerante e demais parâmetros empíricos do escoamento na entrada do tubo capilar, a partir das condições de operação conhecidas ($k=1$);
3. Solução das equações governantes no tubo capilar: avançar $k=k+1$;
4. Calcular a velocidade pela Eq. (40), a pressão pela Eq. (42), a entalpia de estagnação pela Eq. (44) e a temperatura da parede pela Eq. (46);

5. Atualizar as propriedades termodinâmicas, termofísicas e os parâmetros empíricos do escoamento;
6. Voltar ao passo 4 até a convergência das variáveis de escoamento;
7. Verificar se o escoamento está bloqueado pela mudança de sinal da Eq. (18). Em caso afirmativo, calcular o erro do comprimento e ir para o passo 11;
8. Em caso negativo, verificar se a pressão é inferior à pressão de evaporação. Em caso afirmativo achar a posição no volume onde a pressão de evaporação é atingida por interpolação linear e calcular o erro de comprimento. Ir para o passo 11;
9. Em caso negativo, voltar ao passo 3 até o final do tubo capilar;
10. Estimar, por extrapolação linear do gradiente de pressão, o comprimento de tubo necessário para que a pressão de evaporação seja atingida e calcular o erro de comprimento;
11. Com o erro de comprimento, corrigir a vazão em massa usando a Eq. (3.15), se a tolerância estabelecida foi alcançada manter a vazão em massa obtida;
12. Calcular as propriedades do escoamento na entrada da linha de sucção;
13. Retornar $k=k-1$ ao longo da linha de sucção;
14. Calcular o fluxo de massa pela Eq. (47), a entalpia de estagnação pela Eq. (48) e a temperatura da parede pela Eq. (49);
15. Verificar se a convergência do valor do fluxo de massa, entalpia de estagnação e a temperatura da parede foi alcançada. Em caso positivo retornar ao passo 13 até a entrada da linha de sucção e em seguida ir para o passo 17;
16. Atualizar as propriedades termodinâmicas, termofísicas e os parâmetros empíricos do escoamento e retornar ao passo 14;
17. Verificar se foi alcançada a convergência da vazão em massa e das temperaturas do refrigerante ao longo do capilar e da linha de sucção: em caso negativo, retornar ao passo 2 e em caso positivo seguir para o passo 18;
18. Incrementar o 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 nesta seção. Inicialmente os trabalhos selecionados da literatura para a validação do modelo desenvolvido são abordados brevemente. Em seguida, apresenta-se uma análise de sensibilidade do modelo analisando-se as influências da malha computacional, do modelo de cálculo da força de atrito, F_z , e do coeficiente de transferência de calor bifásico. Posteriormente, os resultados obtidos para o regime permanente são apresentados e comparados com os dados experimentais disponíveis na literatura. Em seguida os resultados para o regime transiente são também apresentados e discutidos.

4.1 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 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 Zangari (1998).

Nessa bancada, as medições de pressão são realizadas por meio de transdutores com sistema 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 incerteza de medição máxima estimada em $\pm 0,2$ °C, para a faixa de temperatura 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 entre o trocador de calor tubo-capilar linha de sucção e o meio ambiente.

Mendonça (1996), usando o refrigerante R-134a, realizou experimentos com seis configurações geométricas diferentes de trocadores de calor tubo-capilar linha de sucção laterais, cujas características são apresentadas na Tab. 3, 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. 8).

Tabela 3 - Características geométricas dos trocadores de calor tubo-capilar linha de sucção laterais.

	Tubo Capilar	
	A	B
$d_{i,c}(mm)$	0,83	0,61
$L(m)$	4,001	4,000
$\varepsilon (\mu m)$	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	0,534

Fonte: Mendonça (1996)

Zangari (1998), também usando o refrigerante R-134a, realizou testes em quatro configurações geométricas de tubos capilares e vinte configurações geométricas de trocadores de calor, cujas características geométricas são apresentadas na Tab. 4.

Nos trabalhos de Mendonça (1996) e Zangari (1998) as incertezas das medições dos diâmetros internos e dos comprimentos dos tubos capilar e linhas 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 $\pm 0,30$ μ m e $\pm 0,15$ μ m.

4.2 Análise do Modelo

Neste item apresenta-se uma análise do modelo com o intuito de verificar a influência e definir as diferentes correlações a serem adotadas, uma vez que os resultados calculados são dependentes das equações constitutivas apresentadas no Item 2.4.

Tabela 4 - Características geométricas dos trocadores de calor tubo-capilar linha de sucção concêntricos.

	Tubo Capilar			
	A	B	C	D
$d_{i,c}$ (mm)	0,83	0,61	0,83	0,61
L(m)	3,963	3,963	3,0	3,0
	Trocador de Calor			
	$d_{i,s}$ (mm)	L_{tc} (m)	L_e (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	1,1	0,2	
08	6,3	2,2	0,2	
09	7,86	0,998	0,604	
10	7,86	1,0	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

Fonte: Zangari, (1998).

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

Nas regiões de escoamento de líquido e de vapor superaquecido a correlação de Churchill (1977), Eq. (20) é adotada no presente modelo para o cálculo do fator de atrito, pois se mostrou mais apropriada, do que as correlações de Blasius (1911) e de Colebrook (1938 – 1939) (vide Melo *et al.* 1995).

Na região bifásica, a correlação de Erth (1970) e a correlação do multiplicador bifásico ϕ_{lo}^2 , Eq. (25), proposta por Lin *et al.* (1991), são analisadas.

Para uma avaliação qualitativa da comparação entre os resultados numéricos e os experimentais usa-se o desvio relativo médio, $\bar{D}$, dado por

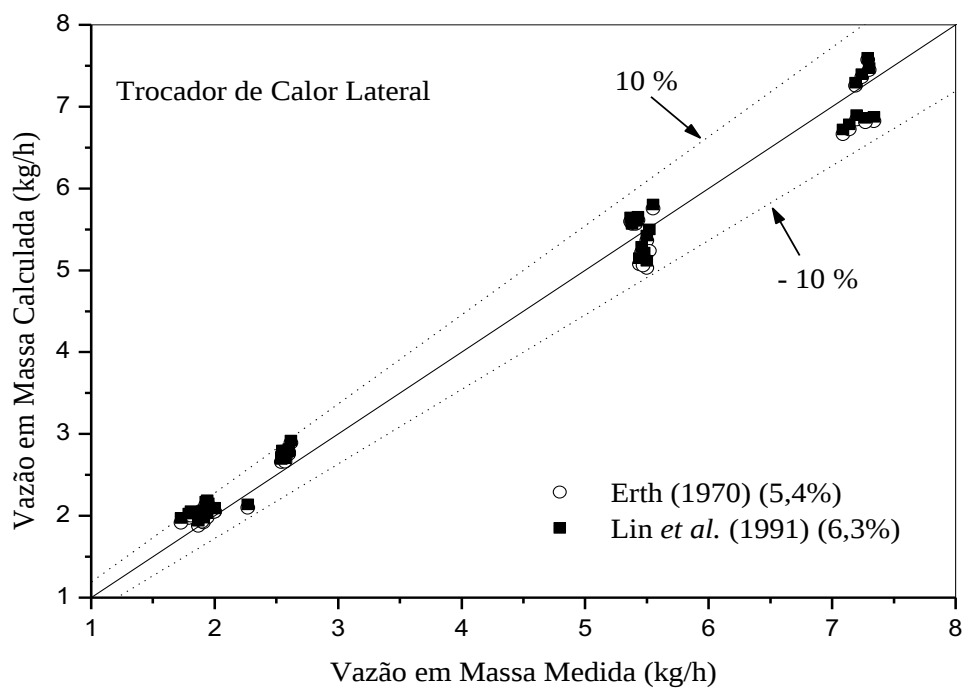
$$\bar{D} = \frac{\sum_n (|\dot{m}_{exp} - \dot{m}_{calc}| 100 / \dot{m}_{exp})}{n} \quad (51)$$

na qual $\dot{m}_{exp}$ e $\dot{m}_{calc}$ são, respectivamente, os valores da vazão em massa medido e calculado e n é o número total de testes realizados. O desvio relativo médio, $\bar{D}$, representa a qualidade do ajuste global, ou seja, a dispersão dos resultados do modelo em relação aos dados experimentais.

As comparações entre as vazões em massa medidas e calculadas, segundo as duas correlações são apresentadas nas Figs. 18 e 19, respectivamente, para os trocadores de calor laterais e concêntricos. Nessas figuras a viscosidade bifásica, μ_b , usada para calcular o Re_b , da correlação de Lin *et al.* (1991), é calculada pela correlação de Cicchitti *et al.* (1960), Eq. (26).

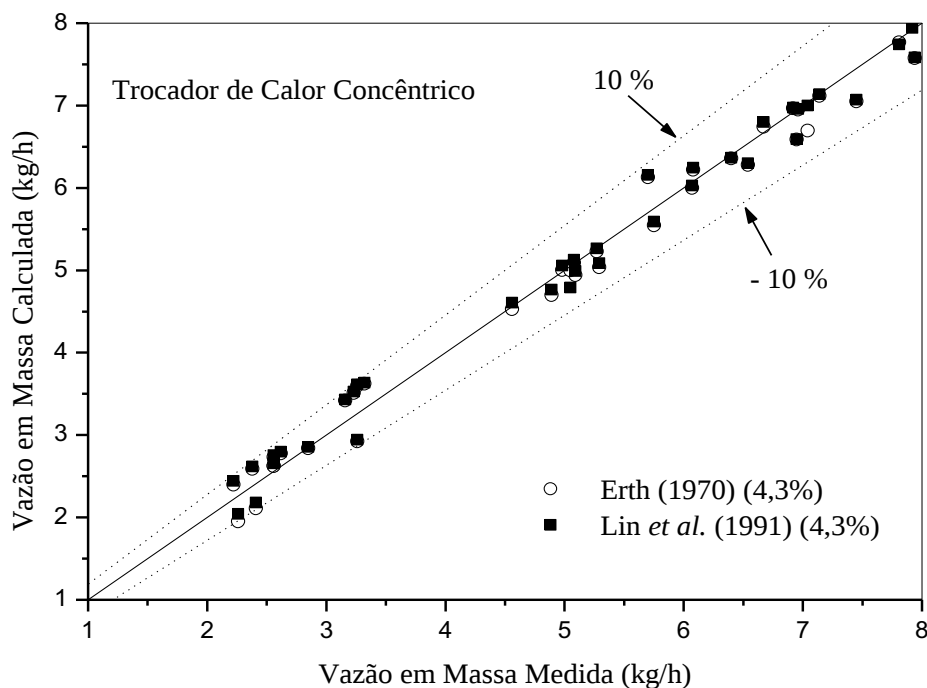
Nota-se nas Figs. 18 e 19 que os resultados calculados estão muito próximos entre si e se mantêm na faixa de $\pm 10\%$ em relação aos valores experimentais. Nessas figuras são também apresentados os desvios absolutos médios obtidos com o emprego de cada uma das correlações analisadas.

Figura 18 – Efeito do modelo de cálculo de F_z na região bifásica sobre a vazão em massa de refrigerante para trocadores de calor laterais.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 19 – Efeito do modelo de cálculo de F_z na região bifásica sobre a vazão em massa de refrigerante para trocadores de calor concêntricos.



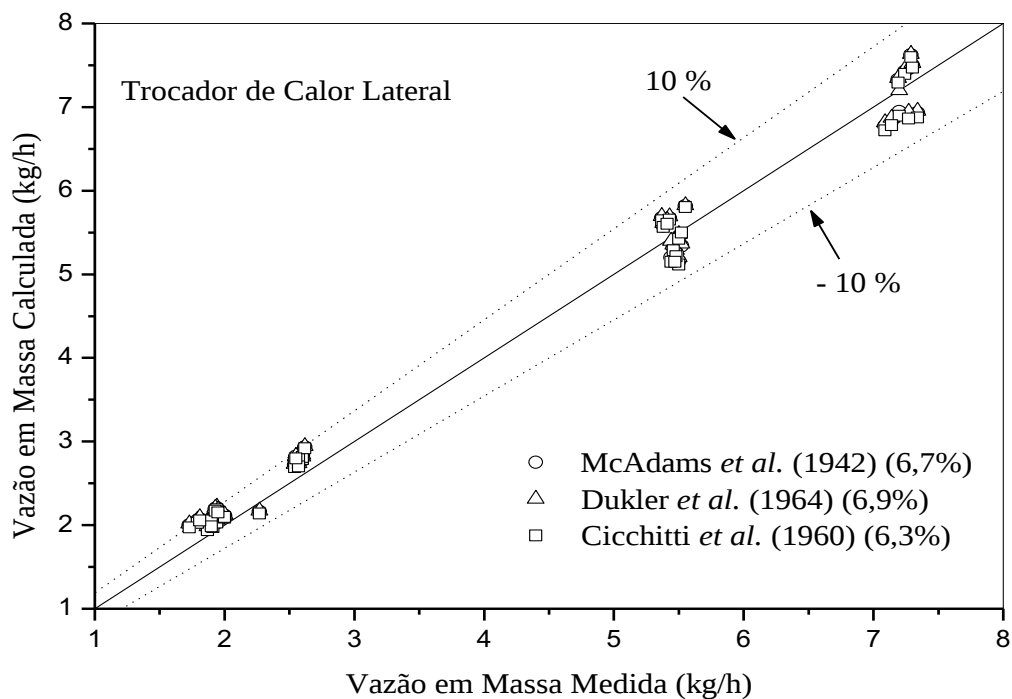
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Embora os resultados obtidos considerando todos os testes realizados, tenham sido praticamente independentes do modelo de cálculo de F_z na região bifásica, adotou-se a correlação de Lin *et al.* (1991) no presente modelo, em razão das incertezas associadas com o uso da correlação de Erth (1970) [vide Item 2.4 (b)].

Tendo em vista que a correlação de Lin *et al.* (1991) necessita da viscosidade da mistura bifásica, os resultados obtidos são comparados quando essa propriedade é calculada pelas equações de Cicchitti *et al.* (1960), Eq. (26), McAdams *et al.* (1942), Eq. (27), e Dukler *et al.* (1964), Eq. (28). Os resultados obtidos para trocadores de calor laterais são mostrados na Fig. 20 e para trocadores de calor concêntricos, são mostrados na Fig. 21.

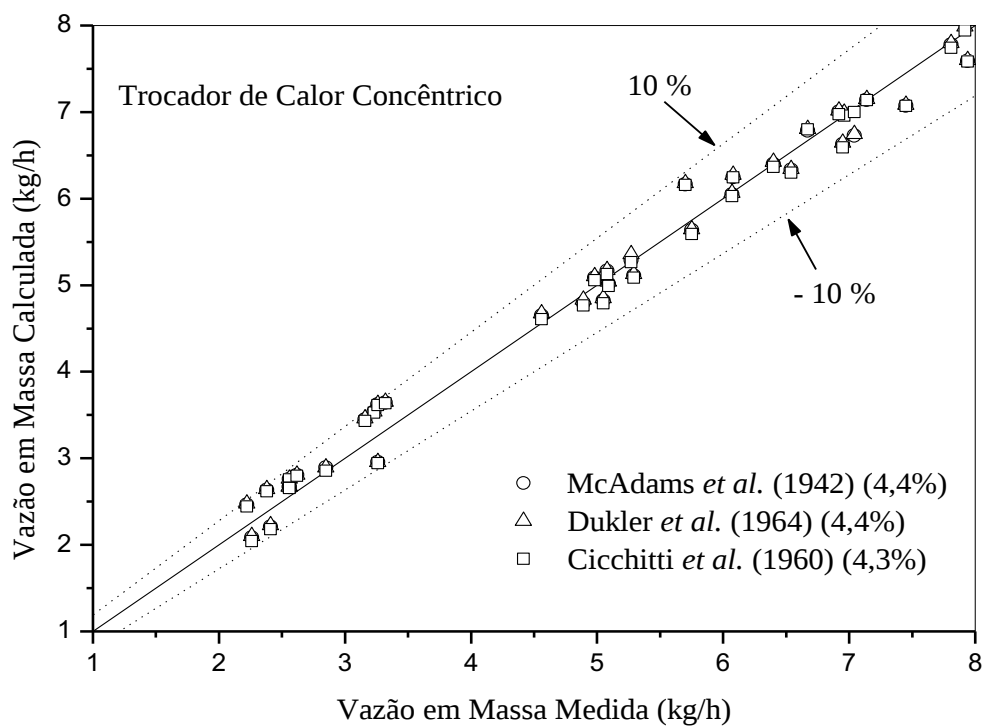
Analisando as Figuras 20 e 21, notam-se poucas diferenças entre os resultados fornecidos pelas diferentes propostas de cálculo da viscosidade da mistura bifásica. Com isso, optou-se pela equação de Cicchitti *et al.* (1960) no presente trabalho, em razão de sua maior simplicidade em relação as demais.

Figura 20 – Efeito de μ_b sobre a vazão em massa de refrigerante – trocador de calor lateral.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 21 – Efeito de μ_b sobre a vazão em massa de refrigerante – trocador de calor concêntrico.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

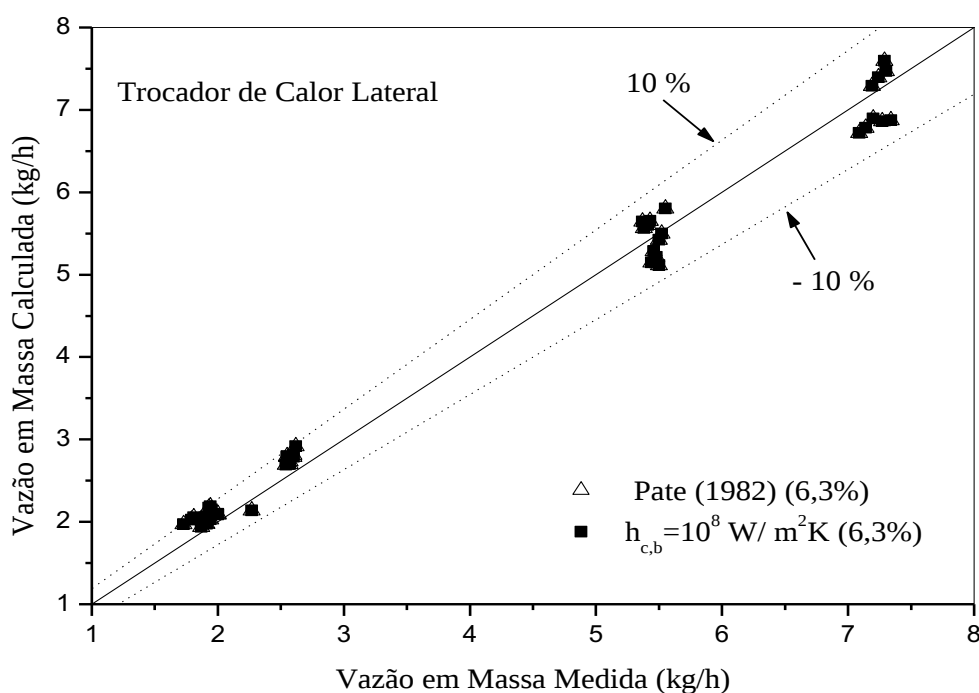
4.2.2 Influência do Coeficiente de Transferência de Calor Bifásico

Na região bifásica, em razão dos elevados valores dos coeficientes de transferência de calor associados à mudança de fase, os resultados obtidos pela correlação de Pate (1982), Eq. (34), são comparados com aqueles obtidos quando o coeficiente de transferência de calor é considerado infinito ($h_{c,b}=10^8 \text{ W/m}^2\text{K}$). Nesse último caso, desconsidera-se a resistência térmica entre o refrigerante e a parede do tubo capilar.

Os resultados obtidos são mostrados nas Figs. 22 e 23, respectivamente, para trocadores de calor tubo-capilar linha de sucção laterais e concêntricos.

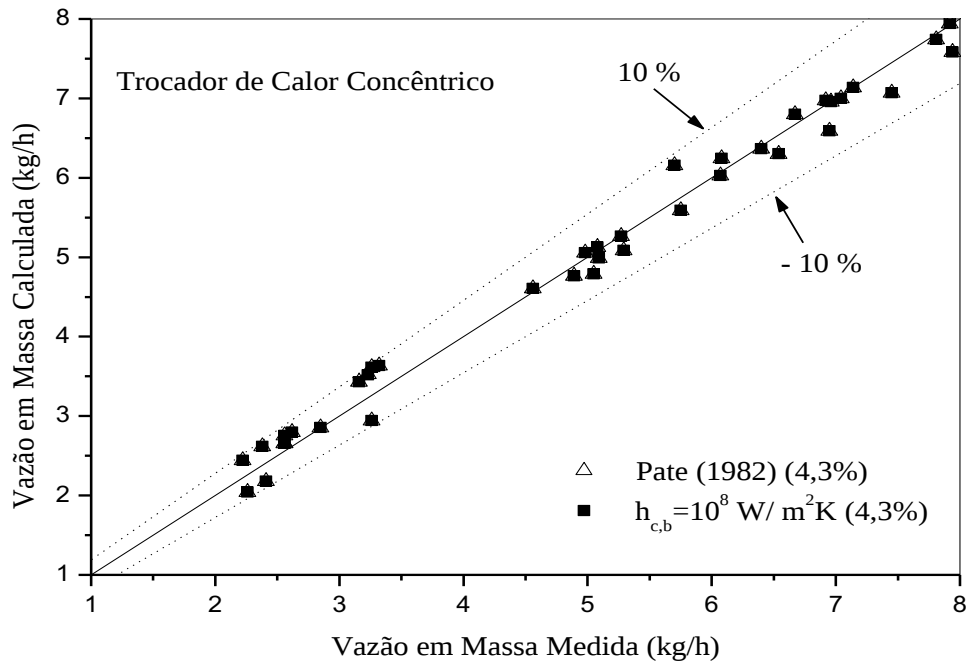
Observa-se nas Figs. 22 e 23, que a alteração do coeficiente de transferência de calor na região bifásica para um valor infinito, mantém os valores calculados de vazão em massa dentro da faixa de $\pm 10\%$ em relação aos dados experimentais. Entretanto, em razão do menor desvio absoluto médio, a correlação de Pate (1982) é adotada no presente modelo.

Figura 22 – Efeito do coeficiente de transferência de calor bifásico sobre a vazão em massa de refrigerante-trocador de calor lateral.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 23– Efeito do coeficiente de transferência de calor bifásico sobre a vazão em massa de refrigerante-trocadores de calor concêntricos.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

4.3 Definição do Modelo

Concluída a análise do efeito das relações constitutivas sobre os resultados obtidos, as equações constitutivas adotados no modelo são:

- (i) Fator de atrito na região líquida e de vapor superaquecida: correlação de Churchill (1977);
- (ii) Força de atrito na região bifásica: correlação Lin *et al.* (1991), com a viscosidade da mistura bifásica calculada pela equação de Cicchitt *et al.* (1960).
- (iii) Coeficiente de transferência de calor na região líquida, de vapor superaquecida e na linha de sucção: correlação de Gnielinski (1976).
- (iv) Coeficiente de transferência de calor na região bifásica: correlação de Pate (1982).

4.4 Influência da Malha Computacional

Para analisar a influência da malha computacional, são apresentados nas Tabs. 5 e 6, respectivamente, para trocadores de calor laterais e concêntricos, os resultados de vazão em massa calculados, $\dot{m}_{calc}$, do tempo computacional e do desvio percentual em relação aos valores de vazão em massa experimentais, $\dot{m}_{exp}$, obtidos para as malhas de 100, 250, 400, 550, 700, 850 e 1000 volumes computacionais.

Observa-se nas Tabs. 5 e 6 que os valores de vazão em massa calculados para malhas superiores a 400 volumes são muito próximos. Nota-se também que os valores de vazão em massa calculados estão mais próximos dos valores experimentais para malhas de 550 até 1000 volumes, na maioria dos casos testados. Esse comportamento também pode ser visto nas Figs. 24 e 25 que mostram, respectivamente, para trocadores de calor laterais e concêntricos, a variação dos desvios percentuais entre as vazões em massa calculadas e medidas em função das malhas analisadas. Dessa forma, a malha com 550 volumes é usada para a obtenção dos resultados neste trabalho.

Tabela 5 – Influência das malhas usadas para trocadores de calor tubo-capilar linha de sucção laterais.

$\dot{m}_{exp}$ [kg/h]	Grandeza	Malha						
		100	250	400	550	700	850	1000
2,62	$\dot{m}_{calc}$ [kg/h]	2,89	2,9	2,89	2,89	2,88	2,88	2,89
	Tempo [s]	1,4	3,4	5,4	6,0	8,2	8,1	10,1
	Desvio (%)	10,3	10,7	10,3	10,3	9,9	9,9	10,3
5,37	$\dot{m}_{calc}$ [kg/h]	5,67	5,60	5,6	5,6	5,61	5,6	5,6
	Tempo [s]	1,0	2,6	5,2	6,8	6,3	8,3	10,2
	Desvio (%)	5,59	4,28	4,28	4,28	4,47	4,28	4,48
5,50	$\dot{m}_{calc}$ [kg/h]	5,42	5,36	5,37	5,36	5,36	5,37	5,36
	Tempo [s]	1,2	4,3	3,8	5,8	7,3	6,88	11,6
	Desvio (%)	1,45	2,54	2,36	2,54	2,54	2,36	2,54
7,24	$\dot{m}_{calc}$ [kg/h]	7,38	7,37	7,35	7,36	7,35	7,36	7,35
	Tempo [s]	1,7	2,5	4,9	6,4	7,3	7,2	10,6

	Desvio (%)	1,93	1,8	1,52	1,66	1,52	1,66	1,52
	$\dot{m}_{calc}$ [kg/h]	7,5	7,46	7,45	7,45	7,43	7,44	7,44
7,3	Tempo [s]	1,2	2,5	4,0	5,3	7,6	7,4	9,1
	Desvio (%)	2,74	2,19	2,05	2,05	1,78	1,92	1,92

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Com o objetivo de comprovar que a utilização da malha de 550 volumes é suficiente para obter os resultados no presente trabalho, apresentam-se nas Figs. 26 a 28, respectivamente, as distribuições de pressão, temperatura e velocidade ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção concêntrico para as malhas de 100, 250, 400, 550 e 700 volumes computacionais.

Tabela 6 - Influência das malhas usadas para trocadores de calor tubo-capilar linha de sucção concêntricos.

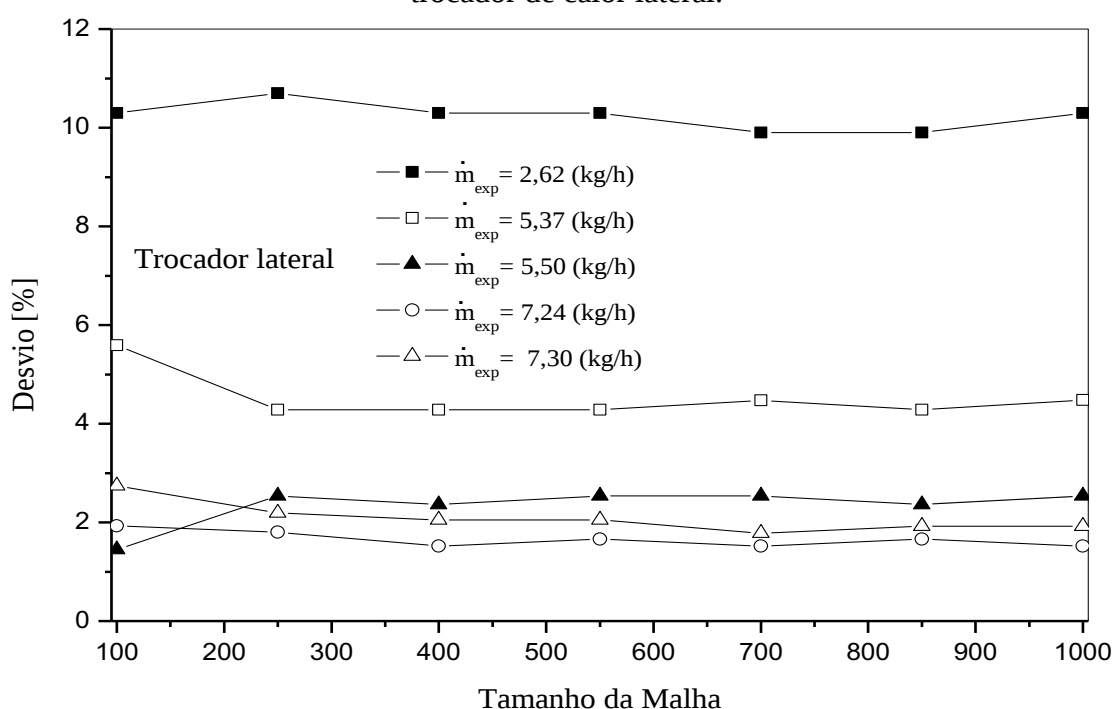
$\dot{m}_{exp}$ [kg/h]	Grandeza	Malha						
		100	250	400	550	700	850	1000
2,56	$\dot{m}_{calc}$ [kg/h]	2,73	2,73	2,73	2,73	2,73	2,73	2,73
	Tempo [s]	1,4	2	3,2	4,2	5,0	5,85	7,3
	Desvio (%)	6,64	6,64	6,64	6,64	6,64	6,64	6,64
6,08	$\dot{m}_{calc}$ [kg/h]	6,21	6,21	6,22	6,22	6,21	6,22	6,22
	Tempo [s]	1,2	2,6	3,2	4,05	6,3	6	7,5
	Desvio (%)	2,14	2,14	2,3	2,3	2,14	2,3	2,3
6,95	$\dot{m}_{calc}$ [kg/h]	6,61	6,59	6,6	6,58	6,58	6,59	6,59
	Tempo [s]	1	2,6	3,3	5,2	6,3	6	7,1
	Desvio (%)	4,89	5,17	5,04	5,32	5,32	5,17	5,17
7,92	$\dot{m}_{calc}$ [kg/h]	8,03	8,03	8,03	8,03	8,03	8,03	8,03
	Tempo [s]	0,5	1,1	1,7	2,2	2,6	3,1	3,8

	Desvio (%)	1,39	1,39	1,39	1,39	1,39	1,39	1,39
	$\dot{m}_{calc}$ [kg/h]	7,84	7,85	7,86	7,85	7,84	7,85	7,85
8,08	Tempo [s]	1,2	2,7	3,3	5,7	7	8,4	9,3
	Desvio (%)	2,97	2,85	2,72	2,85	2,97	2,85	2,85

Fonte: Elaboração do próprio autor.

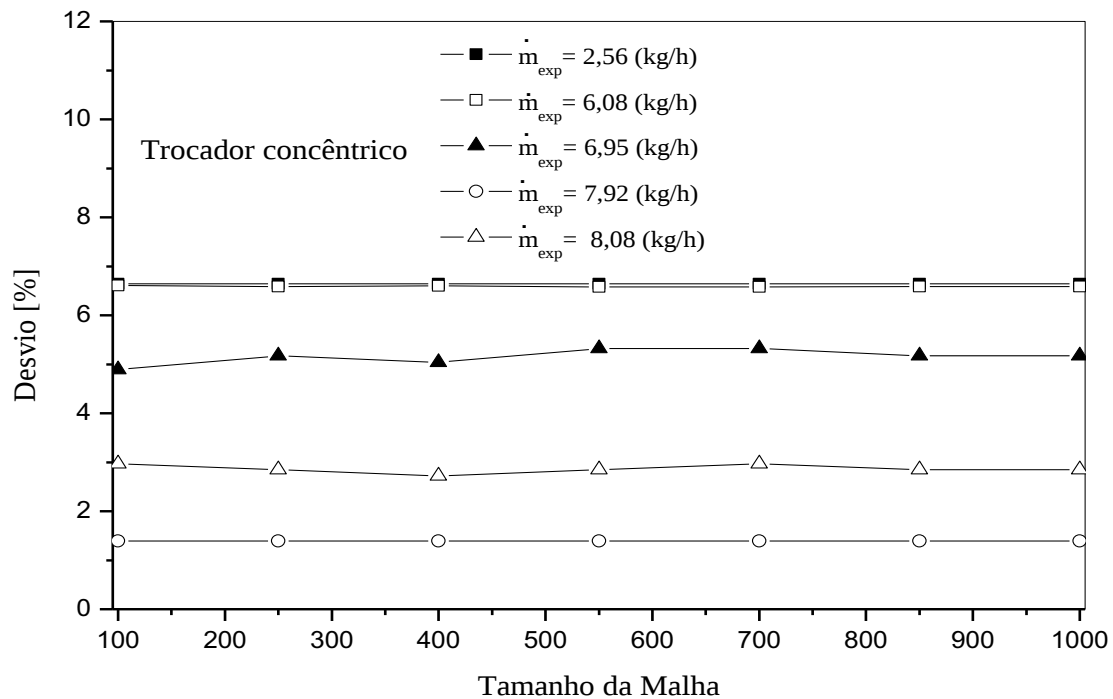
Nota-se que as distribuições de pressão, de temperatura e de velocidade ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, mostradas, respectivamente, nas Figs. 26 a 28 são praticamente coincidentes, para as diferentes malhas usadas, com exceção da malha de 100 volumes. Os resultados obtidos quando a malha de 100 volumes foi usada apresentaram desvio mais acentuado, em relação aqueles obtidos com as demais malhas, na região de saída do tubo capilar, a partir da posição ao longo do tubo onde ocorre mudança de fase, ou seja, início da região bifásica. Para o caso mostrado nas Figs. 26 a 28, tal posição corresponde, a aproximadamente, à distância de 3,5 m da entrada do tubo capilar.

Figura 24 – Variação do desvio percentual em função do número de volumes computacionais – trocador de calor lateral.



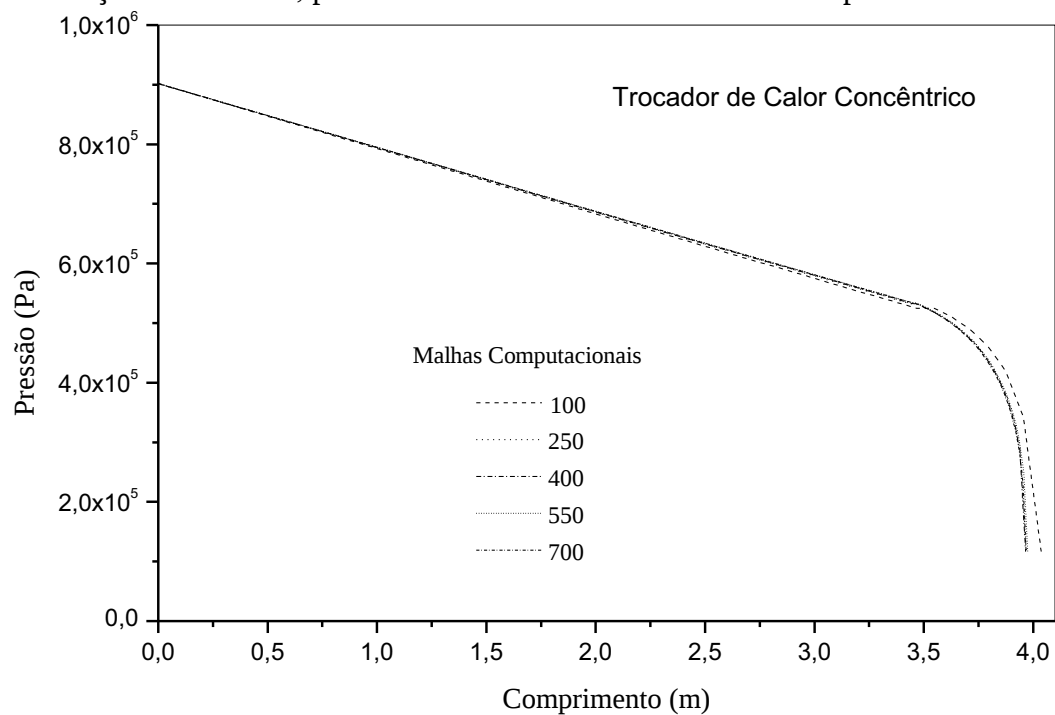
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 25 – Variação do desvio percentual em função do número de volumes computacionais – trocador de calor concêntrico.



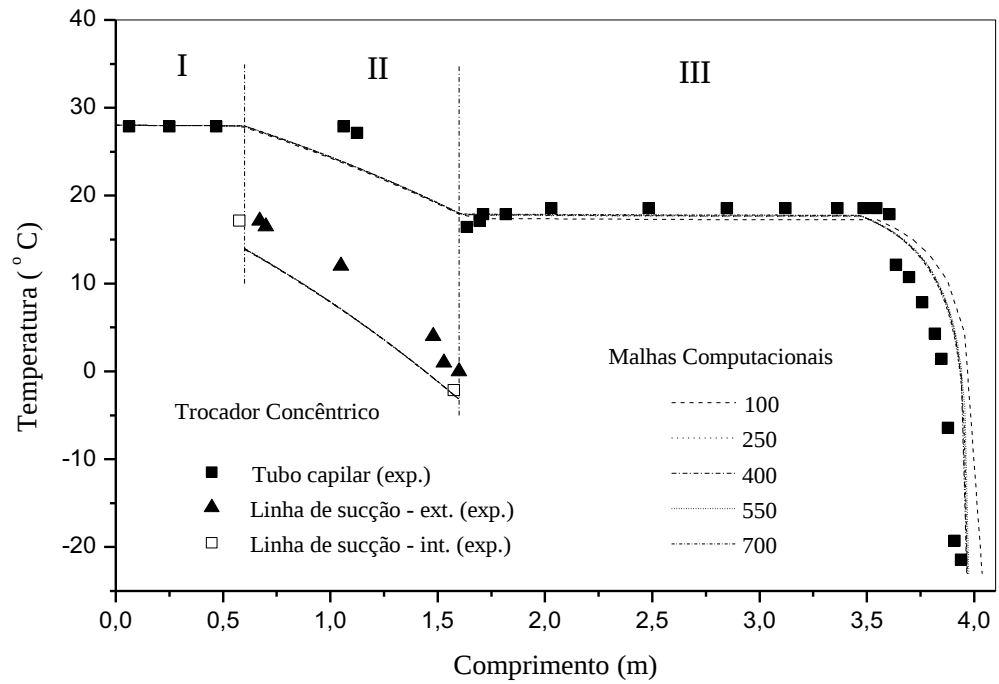
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 26 - Perfis de pressão do refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção concêntrico, para malhas com diferentes volumes computacionais.



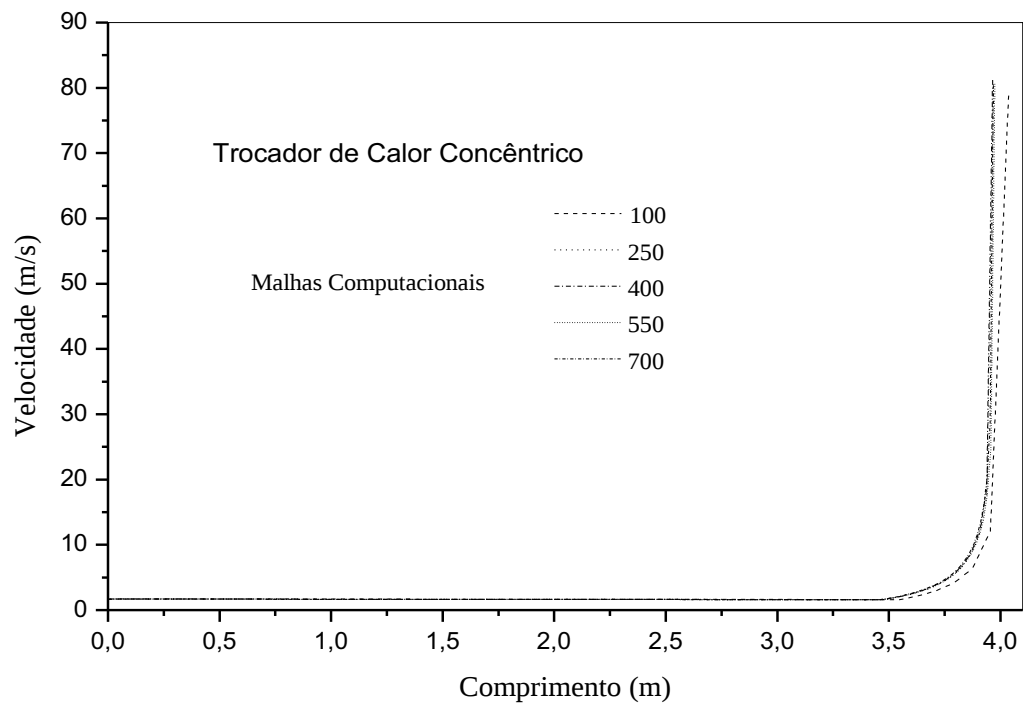
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 27 - Perfis de temperatura do refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção concêntrico, para malhas com diferentes volumes computacionais.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 28 - Perfis de velocidade do refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção concêntrico, para malhas com diferentes volumes computacionais.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

4.5 Comparações dos resultados – Regime Permanente

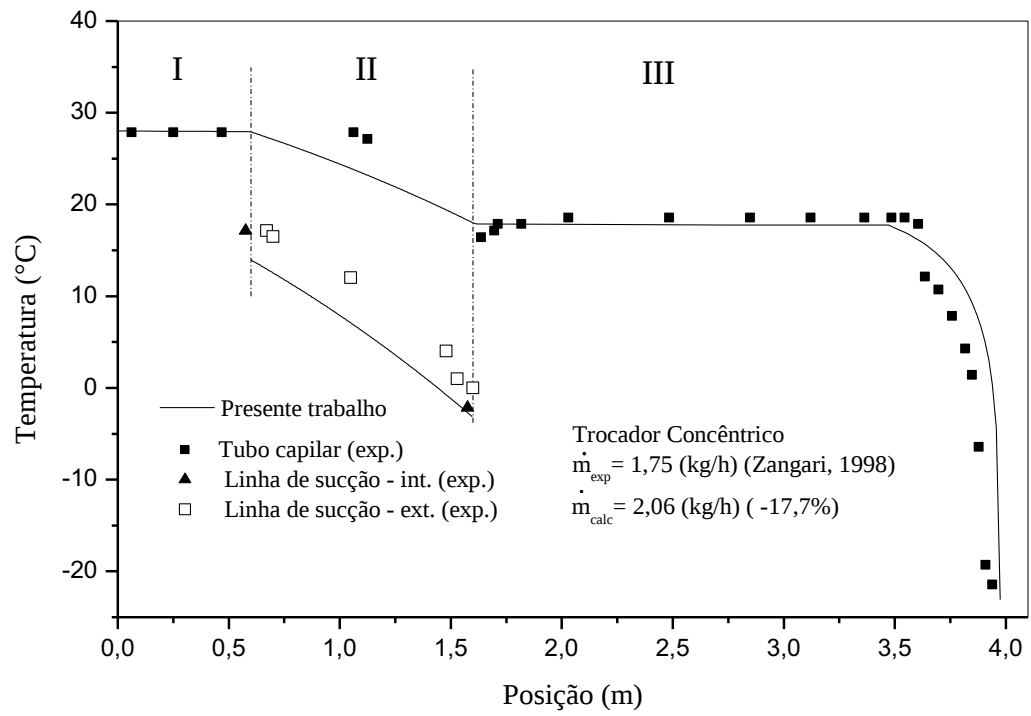
Nas Figuras 29 a 31 são mostradas as distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do tubo capilar e da linha de sucção para trocadores de calor do tipo concêntrico. Os resultados calculados pelo presente modelo são comparados com os dados experimentais obtidos por Zangari (1998). Nessas figuras, os índices I, II e III indicam, respectivamente, a região de entrada, a região do trocador de calor e a região 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 no presente trabalho em relação aos valores medidos por Zangari (1998). A vazão em massa é calculada pelo processo iterativo descrito no Item 3.3 usando a Eq. (50).

Nas legendas das Figs. 29 a 31 apresentam-se as condições de operação de cada caso: a pressão de evaporação, P_e , e o grau de sub-resfriamento ΔT_{sub} , medidos na entrada do tubo capilar e a temperatura $T_{rs,e}$ medida na entrada da linha de sucção.

Observa-se nas Figuras 29 a 31 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 ainda, para esses casos, que o escoamento permanece no estado líquido sub-resfriado até uma posição muito próxima a saída do tubo, a partir da qual a queda mais acentuada da temperatura ao longo do tubo caracteriza a presença de escoamento bifásico.

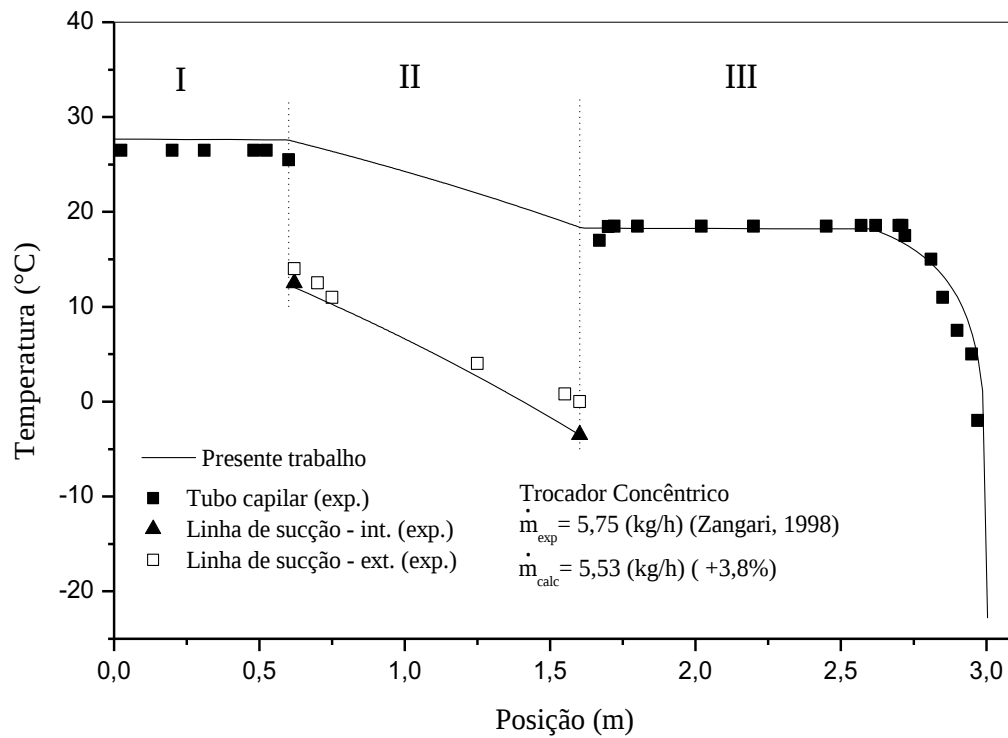
É importante mencionar que, na maioria dos casos experimentais apresentados por Mendonça (1996) e Zangari (1998) a região de escoamento bifásico limita-se a uma pequena extensão próxima à saída do tubo. Em média, o ponto de início da vaporização ocorreu a uma distância de 0,20 m da saída do tubo capilar.

Figura 29 – Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Zangari, 1998) e calculados: tubo capilar B – trocador de calor 04 ($p_e = 902$ kPa, $\Delta T_{sub} = 7,7$ °C, $T_{rs,e} = -3,2$ °C).



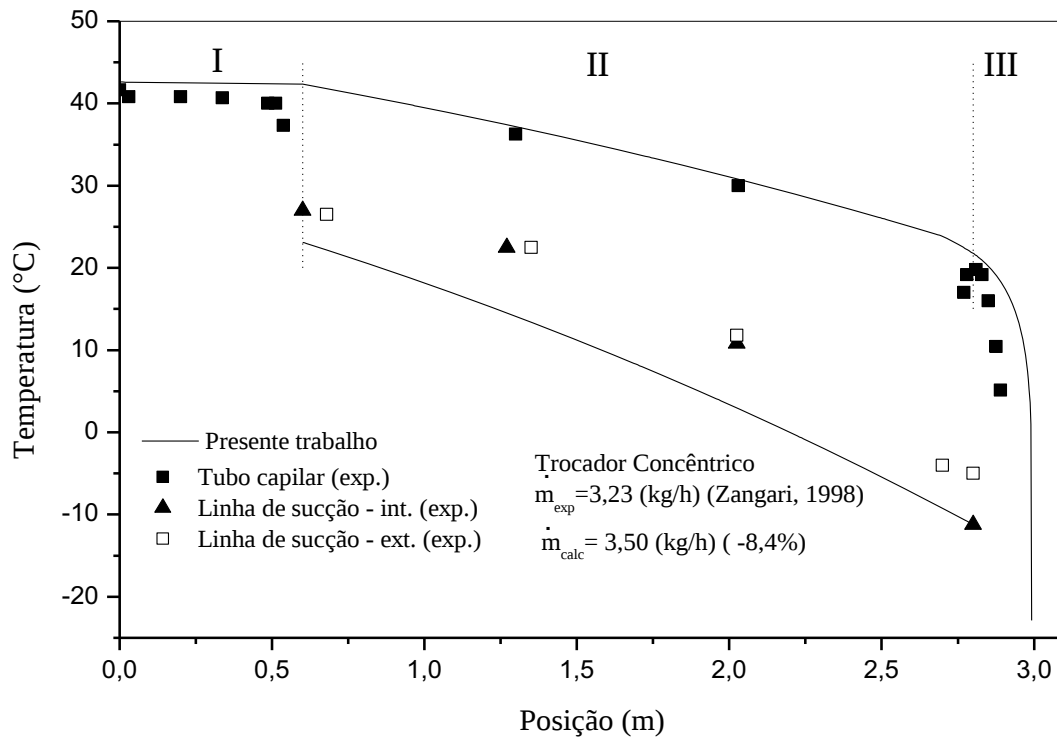
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 30 – Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Zangari, 1998) e calculados: tubo capilar C – trocador de calor 13 ($p_e = 901 \text{ kPa}$, $\Delta T_{sub} = 8,0 \text{ °C}$, $T_{rs,e} = -3,5 \text{ °C}$).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 31 – Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Zangari, 1998) e calculados: tubo capilar D – trocador de calor 15 ($p_e = 1399 \text{ kPa}$, $\Delta T_{sub} = 10,1 \text{ °C}$, $T_{rs,e} = -11,2 \text{ °C}$).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

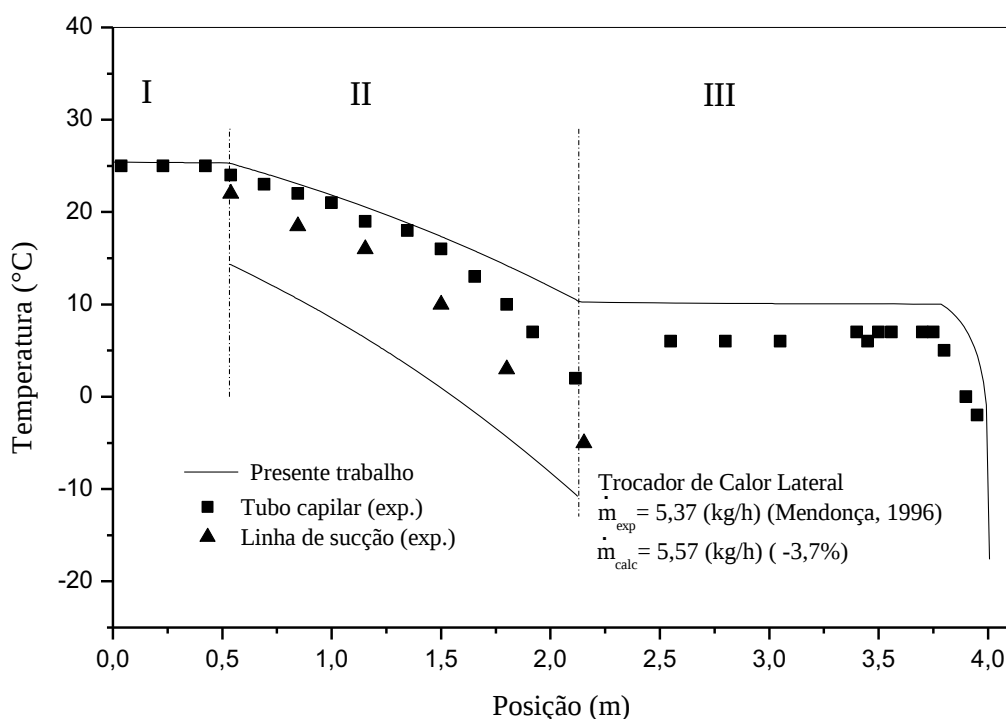
Nas Figuras 32 e 33 são mostradas as distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do tubo capilar e da linha de sucção para trocadores de calor do tipo lateral. Nessas

figuras, os resultados calculados no presente trabalho são comparados com os dados experimentais obtidos por 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 na qual se desconsidera a resistência térmica da junta de soldagem entre os tubos.

Nota-se também para os casos mostrados nas Figs. 32 e 33, que o escoamento permanece no estado líquido sub-resfriado até uma posição muito próxima a saída do tubo, a partir da qual a queda mais acentuada da temperatura ao longo do tubo caracteriza a presença de escoamento bifásico.

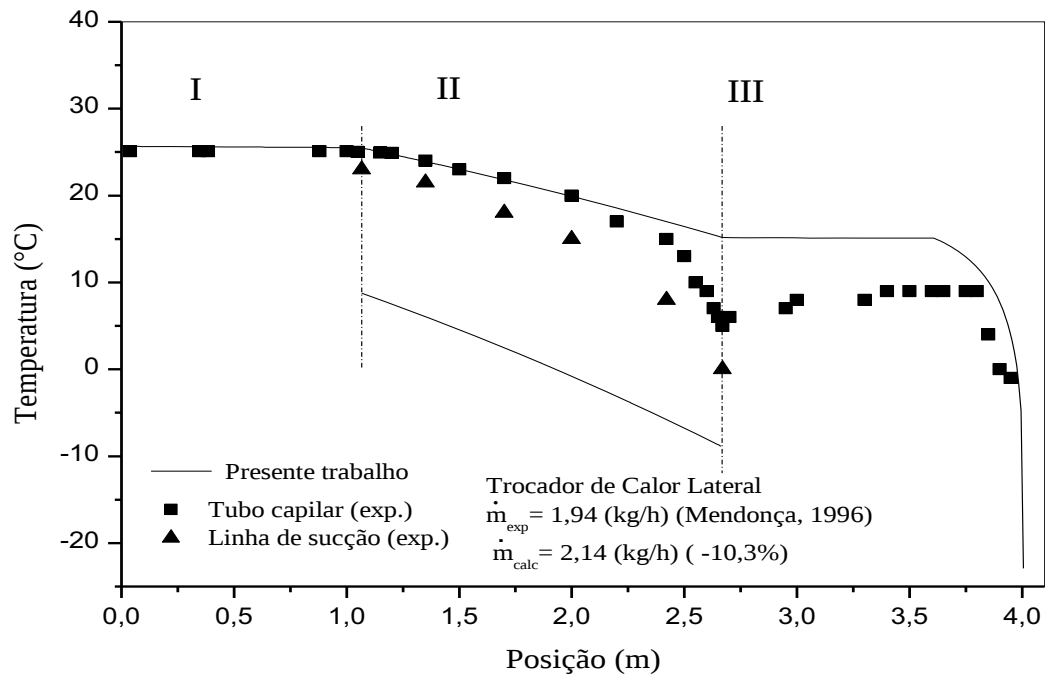
Figura 32 – Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Mendonça, 1996) e calculados: tubo capilar A – trocador de calor 01 ($p_e = 904$ kPa, $\Delta T_{sub} = 10,4$ °C, $T_{rs,e} = -10,9$ °C).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 33 – Comparação entre os perfis de temperatura medidos (Mendonça, 1996) e calculados: tubo

capilar B – trocador de calor 04 ($p_e = 901,7$ kPa, $\Delta T_{sub} = 10,1$ °C, $T_{rs,e} = -8,9$ °C).



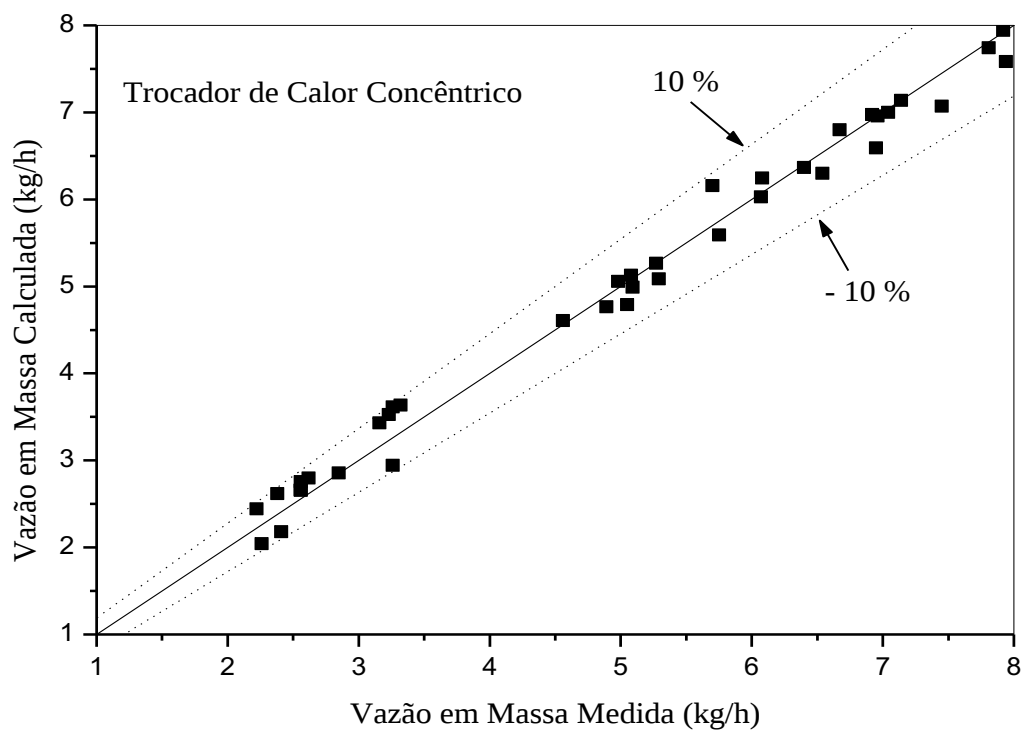
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Nas Figuras 34 e 35 são comparadas as vazões em massa calculadas pelo presente modelo, respectivamente, com os dados experimentais de Zangari (1998) e Mendonça (1996). Em relação aos valores experimentais de Zangari (1998), trocadores de calor concêntricos, 92% das vazões em massa calculadas pelo presente modelo encontram-se na faixa de $\pm 10\%$, (vide Fig. 34), sendo que a diferença máxima encontrada foi de 10,7%. Para os trocadores de calor laterais, 89% das vazões em massa calculadas encontram-se na faixa de $\pm 10\%$ em relação aos valores experimentais de Mendonça (1996) (vide Fig. 35), sendo que a diferença máxima encontrada foi de 13%.

Os resultados de vazão em massa [kg/h] e de temperatura na saída da linha de sucção [°C] obtidos no presente trabalho foram também comparados com aqueles calculados por Hermes *et al.* (2000) e são apresentados na Tab. 7.

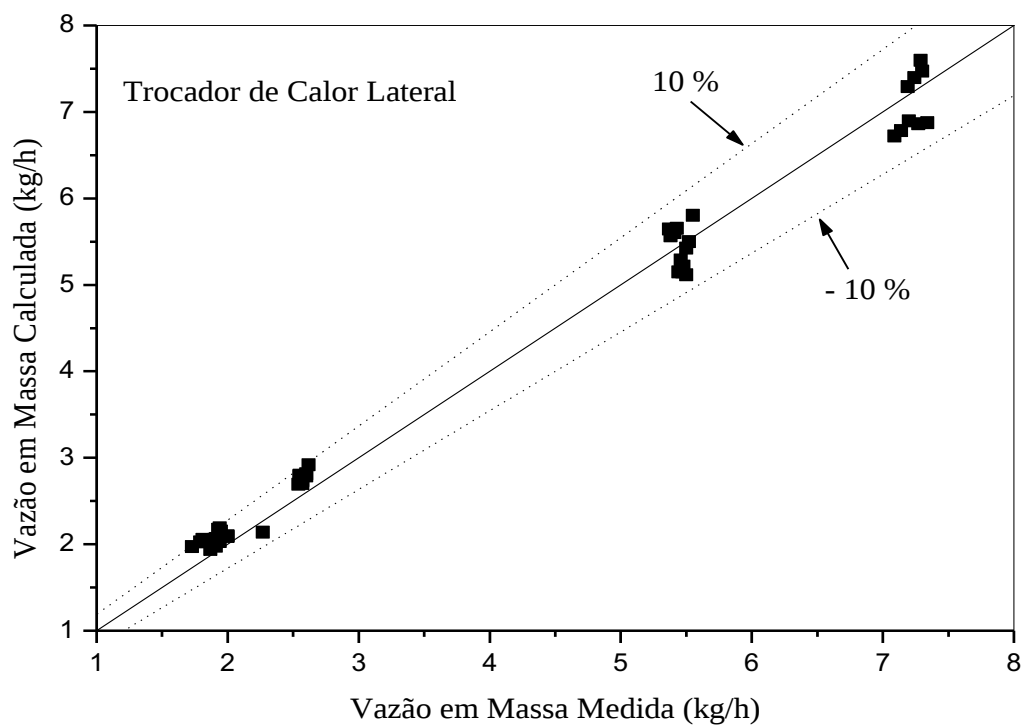
Nesse caso, os dados geométricos do tubo capilar simulado são $d_{ic}=0,674$ mm, $d_{ec}=2,1$ mm e $L=4,5$ m sendo $L_e=2,555$ m e $L_{tc}=1,945$ m. O trocador de calor duplo tubo é de configuração concêntrica e possui $d_{is}=4,8$ mm e $d_{es}= 6,12$ mm.

Figura 34 – Comparação entre as vazões em massa medidas (Zangari, 1998) e calculadas: trocador de calor concêntrico.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 35 – Comparação entre as vazões em massa medidas (Mendonça, 1996) e calculadas: trocador de calor lateral.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Três condições de operações foram consideradas: caso (1) mistura líquido-vapor na entrada, com título de 0,051; caso (2) líquido saturado na entrada; e caso (3) líquido com sub-resfriamento de 2,64 °C na entrada. Todos os casos foram testados com uma pressão de condensação de $15,53 \times 10^5$ Pa e com uma pressão de evaporação de $1,29 \times 10^5$ Pa.

Tabela 7 - Comparações entre os resultados do presente modelo e aqueles calculados por Hermes *et al.* (2000).

Grandeza	Resultado	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Vazão em Massa [kg/h]	Presente Modelo	2,13	2,53	2,84
	Hermes <i>et al.</i> (2000)	1,87	2,24	2,65
	Diferença Absoluta	+0,26	+0,29	+0,19
	Diferença Relativa [%]	-13,9	-13,0	-7,2
Temperatura na Saída da Linha de Sucção [°C]	Presente modelo	37,4	38,1	38,5
	Hermes <i>et al.</i> (2000)	36,7	37,4	37,8
	Diferença Absoluta	0,7	0,7	0,7
	Diferença Relativa [%]	-1,9	-1,9	-1,8

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A partir da Tab. 7, nota-se a boa concordância entre os resultados obtidos no presente modelo e aqueles obtidos por Hermes *et al.* (2000), principalmente em relação à temperatura de saída da linha de sucção.

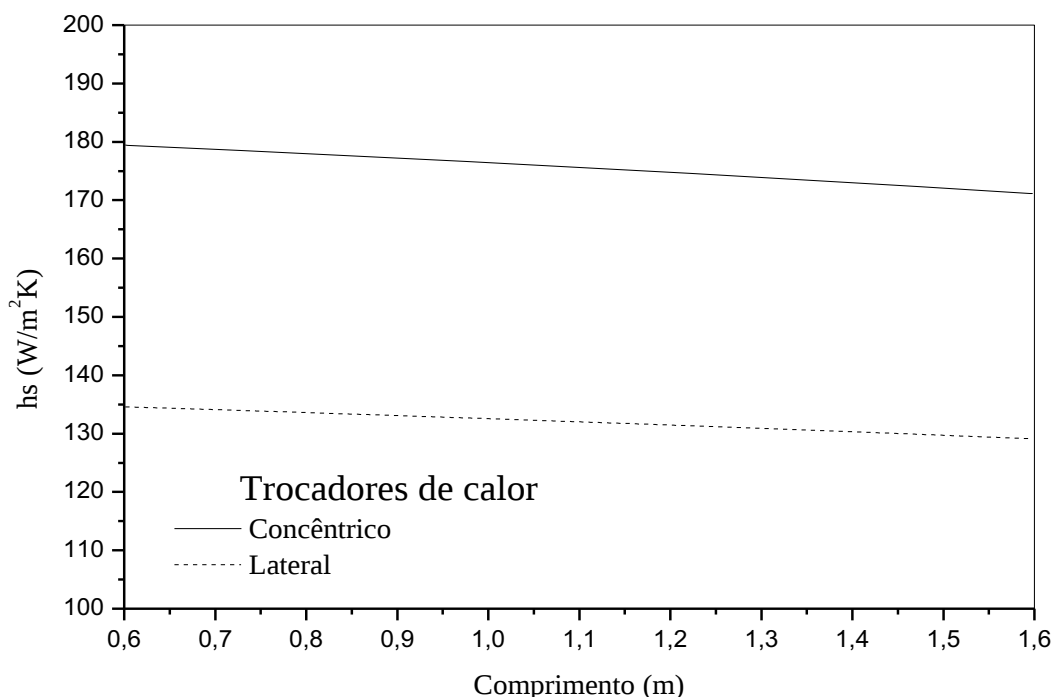
4.6 Análise do Desempenho do Trocador de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção

Nas Figuras 36 a 38 são apresentados os resultados obtidos na simulação do escoamento ao longo dos trocadores de calor tubo-capilar linha de sucção dos tipos lateral e concêntrico, com as mesmas características geométricas e condições de operação, com o intuito de comparar o desempenho desses dois tipos construtivos de trocadores de calor. Para isso, utilizam-se os dados geométricos do tubo capilar $d_{ic}=0,83$ mm, $d_{ec}=2,1$ mm e $L=3$ m sendo $L_e=0,601$ m e $L_{tc}=1$ m e do trocador de calor $d_{is}=6,3$ mm e $d_{es}=7,94$ mm mostrados na Fig. 8. E as condições de operação são: ($p_e = 901,7$ kPa, $\Delta T_{sub} = 8^\circ\text{C}$, $T_{rs,e} = -3,5^\circ\text{C}$).

Na Figura 36 apresentam-se as distribuições do coeficiente de transferência de calor ao longo da linha de sucção, h_s , em função do comprimento da linha de sucção. Nota-se que, em

ambos os casos, o coeficiente, h_s apresenta um pequeno aumento na direção do escoamento ao longo da linha de sucção, fazendo com que o coeficiente de transferência de calor h_s para o trocador de calor do tipo concêntrico permanecesse com intensidade maior em relação àquele do trocador de calor do tipo lateral ao longo de todo o comprimento da linha de sucção.

Figura 36 – Comparação entre as distribuições do coeficiente de transferência de calor ao longo da linha de sucção, h_s , para os trocadores de calor lateral e concêntrico.



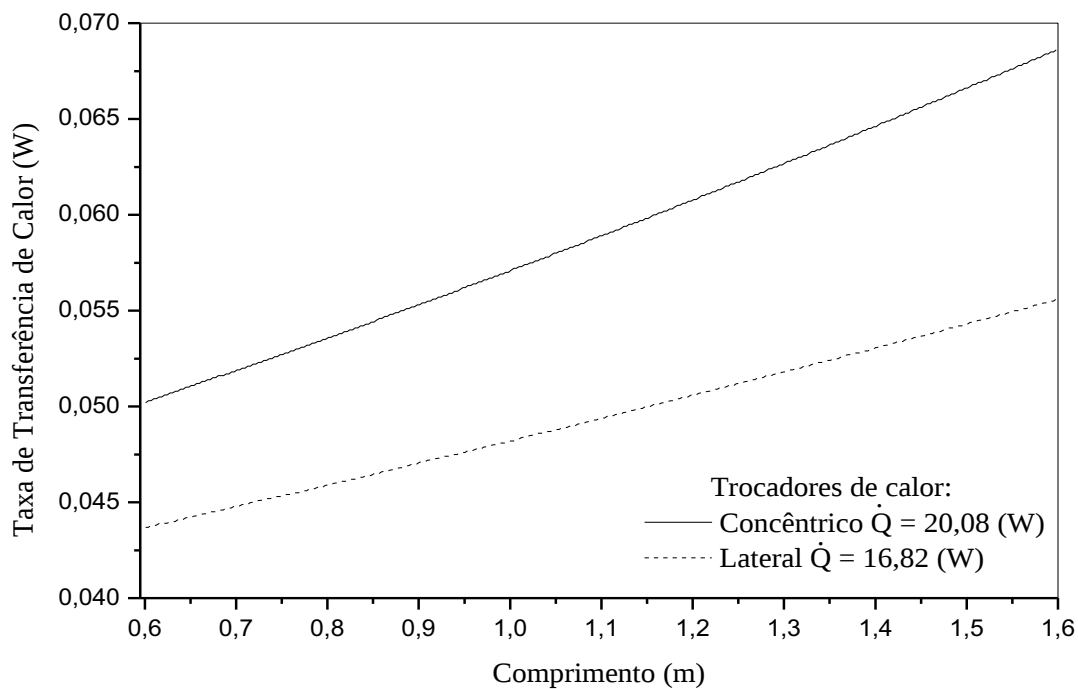
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Na Figura 37 comparam-se as distribuições das taxas de transferência de calor dos trocadores de calor do tipo concêntrico e lateral, ao longo da linha de sucção. Calculando-se a taxa de transferência de calor total trocada entre o tubo capilar e a linha de sucção, obtém-se para o trocador de calor do tipo concêntrico; $\dot{Q} = 20,08 \text{ W}$ e para o trocador de calor do tipo lateral; $\dot{Q} = 16,82 \text{ W}$. Portanto, a taxa de transferência de calor para o trocador de calor do tipo concêntrico é 19,4% maior do que para o trocador de calor do tipo lateral.

Na Figura 38 são apresentadas as distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do tubo capilar e da linha de sucção para os trocadores de calor concêntrico e lateral. Como observado na Figura 37, o desempenho do trocador de calor do tipo concêntrico é superior ao do lateral, o faz com que a distribuição de temperatura ao longo do tubo capilar se aproxime

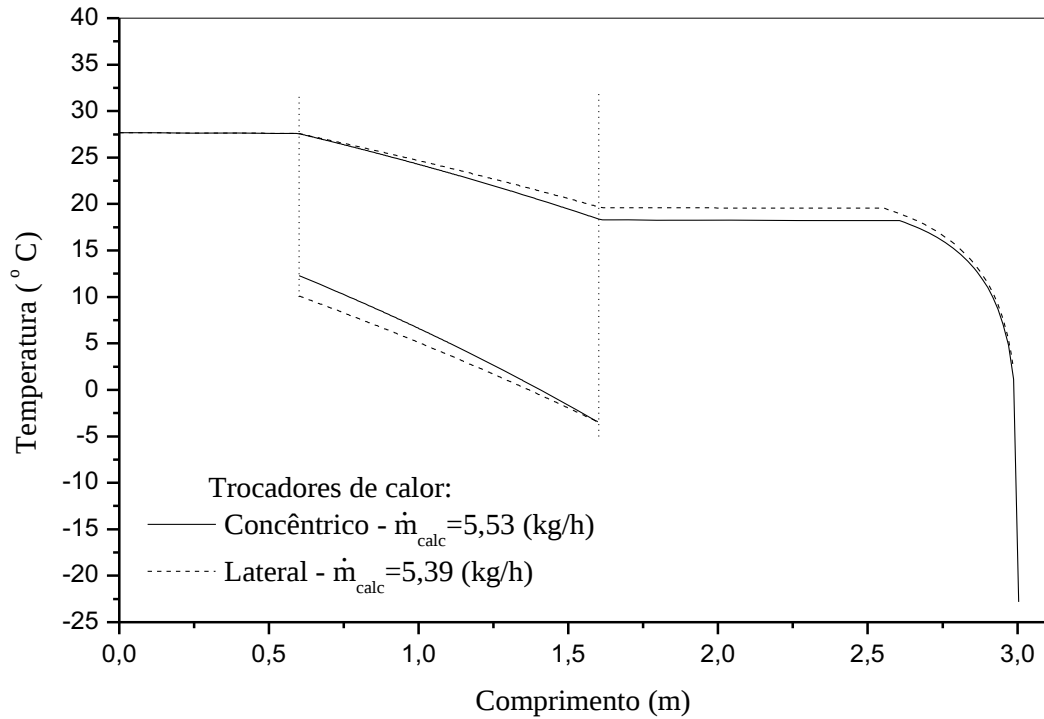
mais da distribuição de temperatura ao longo da linha de sucção no caso do trocador de calor concêntrico como pode ser visto na Figura 38. Outro fenômeno observado é em relação à vazão em massa, que foi de $\dot{m} = 5,53 \text{ kg/h}$ para o trocador de calor do tipo concêntrico e de $\dot{m} = 5,39 \text{ kg/h}$ para o trocador de calor do tipo lateral. Portanto a vazão em massa para o trocador de calor do tipo concêntrico é 2,6% maior do que para o trocador de calor do tipo lateral. Isso pode ser verificado na Fig. 38, uma vez que o ponto de início de mudança de fase do caso concêntrico é mais próximo da saída do tubo capilar, o comprimento da região em que o refrigerante escoar na fase líquida é maior, resultando em uma vazão em massa maior.

Figura 37 – Comparação entre as taxas de transferência de calor, $\dot{Q}$, dos trocadores de calor lateral e concêntrico.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 38 – Comparação entre as distribuições de temperatura ao longo do trocador de calor tubo - capilar linha de sucção para o trocador de calor lateral e concêntrico.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

4.7 Comparações dos resultados – Regime Transiente

Para simular o comportamento transiente do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção as condições de contorno impostas, geradas com base nos resultados dos ensaios *pull-down* realizados por Hermes e Melo (2008), são:

$$p_e = 15,53 + (p_o - 15,53)e^{-t/5} \quad (52)$$

$$p_s = 1,29 + (p_o - 1,29)e^{-t/10} \quad (53)$$

$$\hat{i}_e = \frac{i - i_l}{i_v - i_l} = \hat{i}_o e^{-t/20} \quad (54)$$

nas quais o tempo é dado em [s], p_e é a pressão na entrada do tubo capilar em [bar], p_s é a pressão na saída do tubo capilar em [bar], $p_o = 4,9 \text{ bar}$ é a pressão de equalização do sistema de refrigeração, $\hat{i}_e$ é a entalpia normalizada e $\hat{i}_o$ é a entalpia normalizada inicial na entrada do

tubo capilar, definida pela pressão de equalização e pela temperatura ambiente de 43 °C. Nota-se que na região bifásica ($0 \leq \hat{t} \leq 1$) a entalpia normalizada é igual ao título, mas na região de superaquecimento essa variável não possui significado físico. Nesse caso, as entalpias das fases líquidas e vapor saturado são calculadas na pressão de entrada no tubo capilar (HERMES; MELO, 2008).

Na linha de sucção as condições de contorno impostas são:

$$p_{suc} = 1,29 + (p_o - 1,29)e^{-t/10} \quad (55)$$

$$\dot{m}_{suc,e} = \dot{m}_{cap,s} (1 + e^{-t/50}) \quad (56)$$

$$i_{suc,e} = \max(i_v, i_{cap}) \quad (57)$$

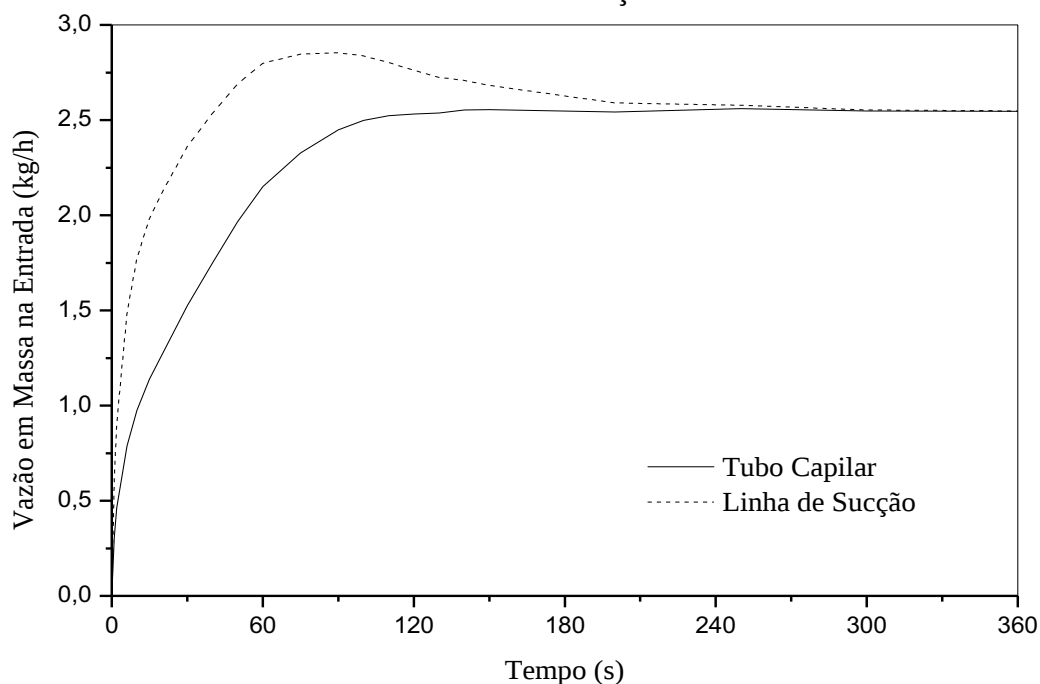
nas quais p_{suc} é a pressão na linha de sucção, considerada igual a pressão de saída do tubo capilar, $\dot{m}_{suc,e}$ é a vazão [kg/h] na entrada da linha de sucção, a qual é função da vazão na saída do tubo capilar, $\dot{m}_{cap,s}$ [kg/h], $i_{suc,e}$ é a entalpia na entrada da linha de sucção, a qual foi considerada como sendo o valor máximo entre a entalpia do vapor saturado à pressão p_{suc} e a entalpia na saída do tubo capilar. Segundo Hermes e Melo (2008), isso foi adotado para evitar a admissão de líquido na linha de sucção durante o período de simulação transiente.

O trocador de calor tubo capilar-linha de sucção simulado neste caso possui as mesmas características geométricas daquele usado para obter os resultados mostrados na Tab. 7.

Nas Figuras 39 a 44 são mostrados resultados da simulação transiente obtidos por meio de um modelo quase-estático, no qual o intervalo de tempo Δt é considerado infinito nas equações governantes e o comportamento transiente é definido apenas pela variação das condições de contorno no tempo.

A Figura 39 mostra a variação transiente da vazão em massa de refrigerante na entrada do tubo capilar e na entrada da linha de sucção. Nota-se que a vazão de refrigerante na entrada do tubo capilar e da linha de sucção aumenta rapidamente nos instantes iniciais e aproximadamente em 200 segundos, o regime permanente é atingido.

Figura 39 – Variação com o tempo da vazão em massa na entrada do tubo capilar e na entrada da linha de sucção.

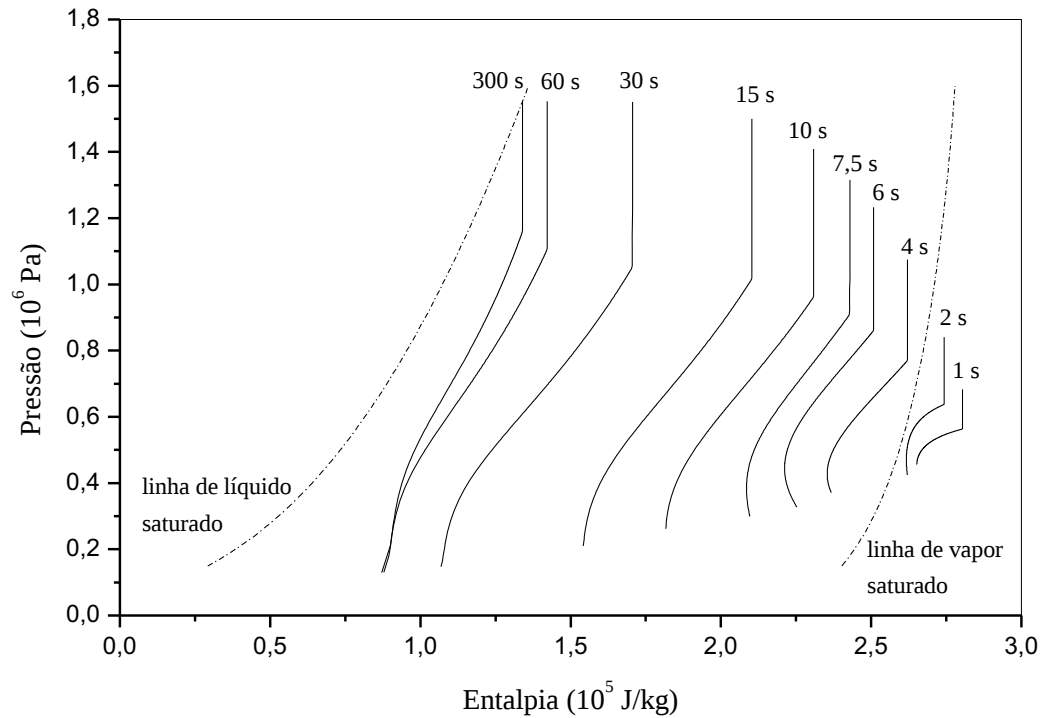


Fonte: Elaboração do próprio autor.

As Figuras 40 e 41 apresentam, respectivamente, nos diagramas pressão-entalpia, $p-i$ e temperatura entropia, $T-s$, os estados termodinâmicos do refrigerante ao longo do tubo capilar do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, em vários instantes de tempo. Nota-se a uniformidade dos resultados desde os instantes iniciais até o regime permanente ser atingido, ficando evidente a função do trocador de calor de reduzir a entalpia do refrigerante ao longo do tubo capilar. Observa-se que no instante $t = 0$ s, as condições de contorno, Eqs. (52) a (57), estabelecem que o tubo capilar e também a linha de sucção, estão preenchidas somente por vapor no estado superaquecido na pressão de equalização, $P_0=4,9$ bar, e temperatura de 43°C . Nos instantes iniciais, $t \leq 2$ s, o escoamento permanece completamente na região superaquecida [vide Figs. 40 e 41]. nos instantes seguintes, $t > 4$ s, o escoamento encontra-se na região bifásica e assim permanece até que o regime permanente seja atingido ($t \cong 200$ s).

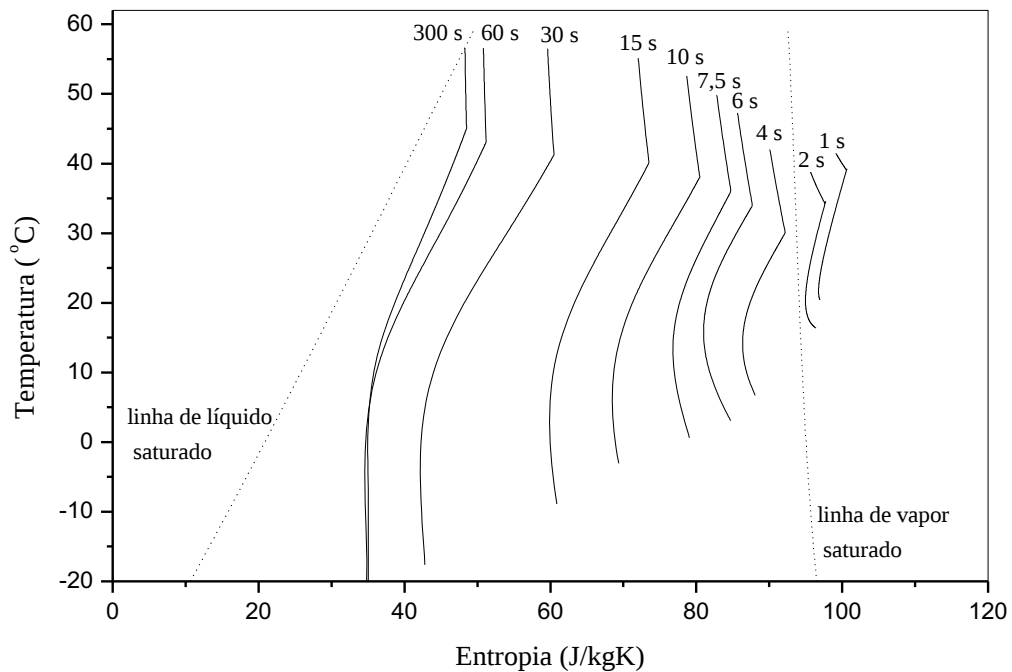
A Figura 42 apresenta os perfis de temperatura do refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção para vários instantes de tempo. Nessa figura observa-se nos instantes iniciais, até aproximadamente 2 s, pequena queda de temperatura do refrigerante na região de entrada. A partir de 4s a queda de temperatura acentua-se na região de entrada e os perfis tornam-se similares até que a condição de regime permanente.

Figura 40 - Diagrama p - i do escoamento ao longo do tubo capilar do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção para vários instantes de tempo.



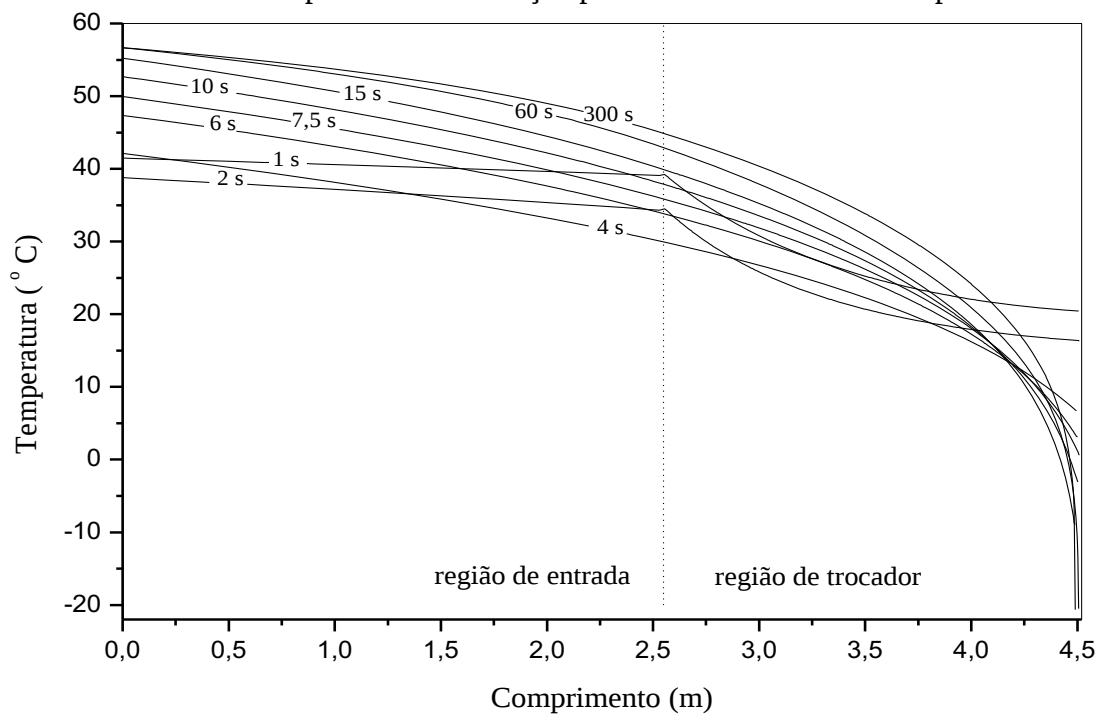
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 41 - Diagrama T - s do escoamento ao longo do tubo capilar do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção para vários instantes de tempo.



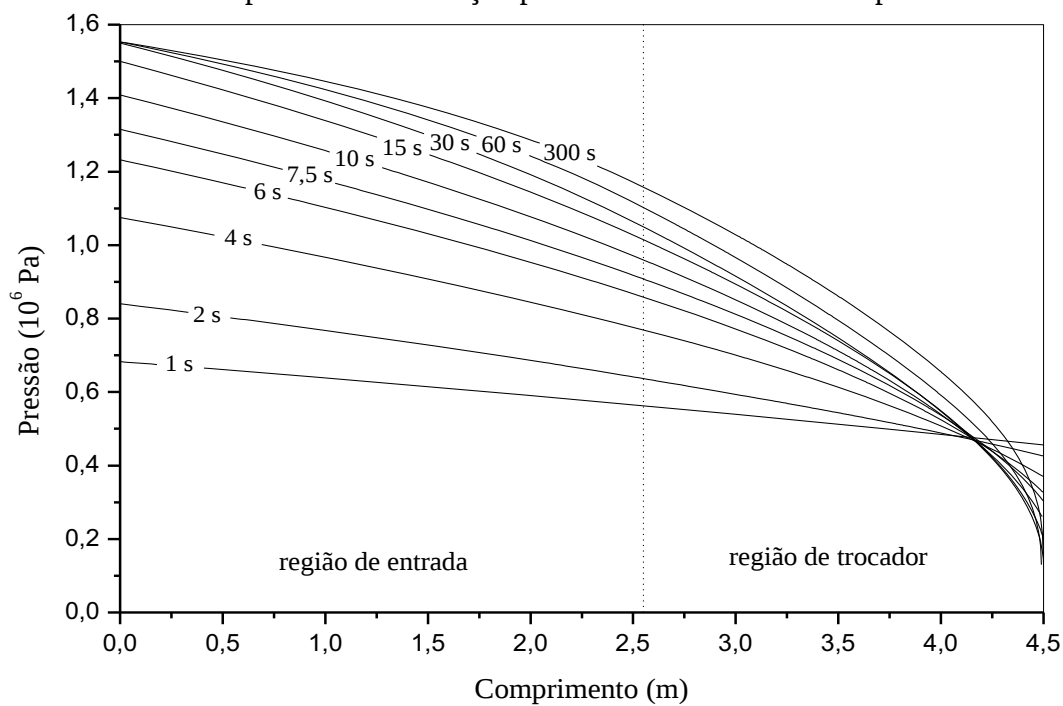
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 42 - Perfis de temperatura do refrigerante ao longo do tubo capilar do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção para vários instantes de tempo.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 43 - Perfis de pressão do refrigerante ao longo do tubo capilar do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção para vários instantes de tempo.

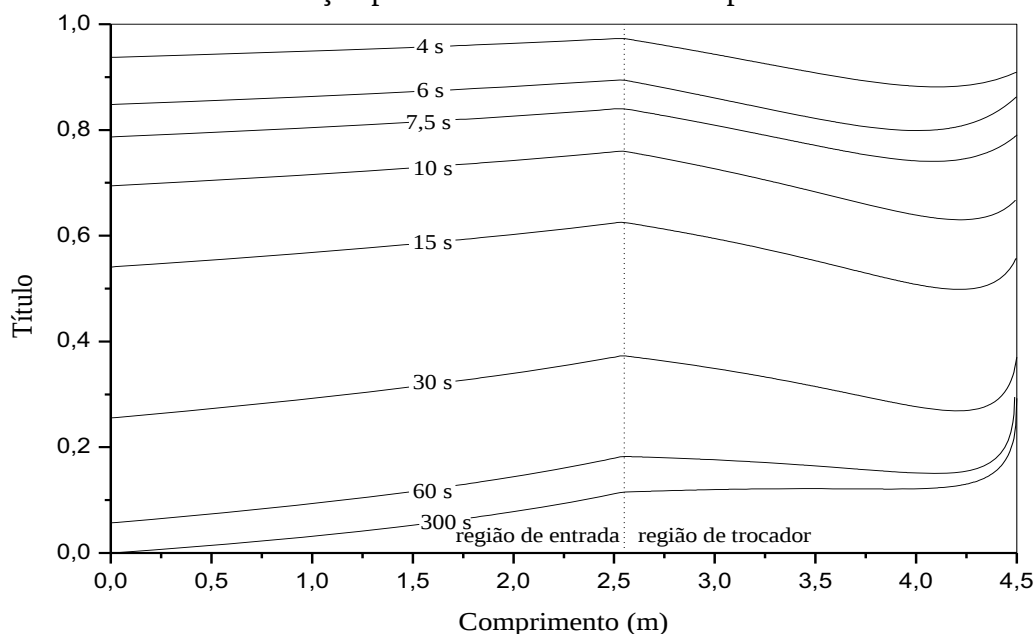


Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 43 mostra os perfis de pressão ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção para vários instantes de tempo. Nos primeiros instantes de tempo 1 e 2 s, quando há apenas escoamento de vapor superaquecido ao longo do tubo capilar, a redução de pressão é linear ao longo de todo o comprimento. Após alguns instantes 4 e 6 s, com o início da saturação, os perfis de pressão decrescem de maneira mais acentuada na região bifásica, principalmente na saída do tubo capilar, onde o título aumenta acentuadamente como pode ser visto na Fig. 44.

A Figura 44 apresenta os perfis de título ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção para vários instantes de tempo. Observa-se que os perfis são semelhantes para todos os instantes de tempo, de modo que o título do refrigerante aumenta ao longo da região de entrada do tubo capilar, diminui ao longo da região de trocador de calor e volta a aumentar na região de saída do tubo capilar.

Figura 44 - Perfis de título do refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção para vários instantes de tempo.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

CONCLUSÕES

Neste trabalho, apresenta-se um modelo para a análise do escoamento e da transferência de calor ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção. O modelo permite a análise de desempenho do trocador de calor, possibilitando o cálculo do fluxo de massa de refrigerante, conhecida as demais condições de operação e os parâmetros geométricos. Além disso, permite obter as distribuições de temperatura e pressão do refrigerante ao longo do tubo capilar e a distribuição de temperatura ao longo da linha de sucção.

Com os resultados mostrados nas Figs. 26 a 28, e nas Tabs. 5 e 6, notou-se que a malha de 550 volumes computacionais foi satisfatória, fornecendo valores de vazão em massa calculados mais próximos dos valores experimentais, na maioria dos casos testados. Dessa forma, a malha com 550 volumes foi usada para a obtenção dos resultados neste trabalho.

Realizou-se também uma análise da sensibilidade do modelo em relação às equações constitutivas usadas, Figs. 18 a 23, e foi observado que as diferentes correlações forneceram resultados muito próximos entre si e, por conseguinte, também dos dados experimentais. Dessa forma adotou-se no modelo as correlações com menores incertezas (vide Item 4.3).

Como observado nas Figs. 29 a 31, para trocadores de calor do tipo concêntrico, e nas Figs. 32 e 33, para trocadores de calor do tipo lateral, os resultados do presente trabalho, tanto em relação às distribuições de temperatura do fluido refrigerante quanto de vazão em massa do fluido refrigerante, ficaram próximos dos dados experimentais obtidos por Zangari (1998) e Mendonça (1996). Considerando todos os testes realizados, os desvios absolutos médios entre os valores de vazão em massa calculados e os dados experimentais foram, respectivamente, de 4,3% e 6,3% para os trocadores de calor concêntricos (vide Fig. 34) e trocadores de calor laterais (vide Fig. 35).

Os resultados obtidos no presente trabalho foram também comparados com aqueles obtidos por Hermes *et al.* (2000) e notou-se boa concordância, com uma diferença relativa máxima de 13,9% entre os valores de vazão em massa e de 1,8% entre os valores de temperatura na saída da linha de sucção.

Os desempenhos dos trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção dos tipos concêntrico e lateral foram comparados, constatou que o trocador de calor do tipo concêntrico

apresentou taxa de transferência de calor 19,4% maior do que para o trocador de calor do tipo lateral, com as mesmas características geométricas e condições de contorno. Além disso, o trocador do tipo concêntrico proporcionou uma elevação maior da temperatura do fluido refrigerante na saída da linha de sucção.

A análise do comportamento transiente do escoamento do refrigerante ao longo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção foi realizada considerando apenas os resultados do modelo quase-estático, em razão de problemas de convergência apresentados pelo modelo transiente. As condições de contorno usadas que permitiram simular o transiente de partida, foram obtidas por Hermes e Melo (2008) geradas com base em ensaios *pull-down*. Para o caso avaliado, observa-se na Fig 39 que o regime permanente é alcançado em torno de 200 segundos. Nos instantes de tempo iniciais, nota nas Figs. 40 e 41, que o refrigerante permanece completamente na região superaquecida, e atinge a região de saturação nos instantes seguintes e assim permanece até alcançar o regime permanente.

O método numérico usado na solução do sistema de equações governantes e o procedimento iterativo de cálculo de 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.

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 fenômenos complexos 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 do transiente de partida considerando os termos transientes das equações governantes, uma vez que os resultados foram obtidos apenas com o modelo quase-estático. Dessa forma, aproxima-se mais da realidade de funcionamento dos 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.

REFERÊNCIAS

- BARBAZELLI, M. R. **Análise do escoamento bifásico em tubos capilares não-adiabáticos usando o modelo de dois fluidos**. 2000. 129 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Ilha Solteira, 2000.
- BOLSTAD, M. M.; JORDAN, R. C. Theory and use of the capillary tube expansion device. **Refrigerating Engineering**, Atlanta, v. 56, n.12, p. 519-523, 552, 1948.
- COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective boiling and condensation**. 3. ed. Oxford: Clarenton Press, 1999. 596 p.
- CHURCHILL, S. W. Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes. **Chemical Engineering**, Rockville, v. 84, p. 91-92, 1977.
- CHURCHILL, S. W.; CHU, H. S. correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Kidlington, v. 18, p. 1049, 1975.
- COLEBROOK, C. F. turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipes laws. **Journal of Institute Civil Engineers**, London, v. 11, p. 133-156, 1938.
- ERTH, R. A. **Two-phase flow in refrigeration capillary tubes: analysis and prediction**. 1970. Thesis (Ph. D.) - Purdue University, West Lafayette, 1970.
- ESCANES, F.; PÉREZ-SEGARRA, C. D.; OLIVA, A. Numerical simulation of capillary–tube expansion devices. **International Journal of Refrigeration**, London, v. 18, n. 2, p. 113-122, 1995.
- FAUSKE, H. K. **Contribution to the theory of two-phase, one-component critical flow**. Argonne: Argonne National Laboratory, 1962. (ANL-6633).
- IORELLI, F. A. S.; SILVARES, O. M. Capillary tube simulation with refrigerant mixtures flow using separated flow model. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICS ENGINEERING – COBEM, 17., 2003, São Paulo. **Proceedings...** São Paulo: [s.n.], 2003. CD-ROM, 9 p.
- GARCÍA-VALLADARES, O. Numerical simulation of non-adiabatic capillary tubes considering metastable region. Part. I: mathematical formulation and numerical model. **International Journal of Refrigeration**, London, v. 30, p. 642-653, 2007a.
- GARCÍA-VALLADARES, O. Numerical simulation of non-adiabatic capillary tubes considering metastable region. Part. II: experimental validation. **International Journal of Refrigeration**, London, v. 30, p. 654-663, 2007b.
- GNIELINSKI, V. New Equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Chemical Engineering**, New York, v. 16, p. 359-368, 1976.

GONÇALVES, J. M. **Análise experimental do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares**, 1994. 255 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1994.

HERMES, C. J. L.; MELO, C.; NEGRÃO, C. O. R.; MEZAVILA, M. M. Dynamic simulation of HFC-134a flow through adiabatic and non-adiabatic capillary tubes. In: INTERNATIONAL REFRIGERATION CONFERENCE, 8., 2000, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: Purdue University, 2000. p. 295-303.

HERMES, C. J. L.; MELO, C.; GONÇALVES, J. M. Modeling of non-adiabatic capillary tube flows: a simplified approach and comprehensive experimental validation. **International Journal of Refrigeration**, London, v. 31, p. 358-367, 2008.

HERMES, C. J. L.; MELO, C.; KNABBEN, F. T. Algebraic solution of capillary tube flows Part I: adiabatic capillary tubes. **Applied Thermal Engineering**, Kidlington, v. 30, p. 549-457, 2010a.

HERMES, C. J. L.; MELO, C.; KNABBEN, F. T. Algebraic solution of capillary tube flows Part II: capillary tube suction line heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, Kidlington, v. 30, p. 770- 775, 2010b.

HCFC no Brasil de 2015. **Revista Abrava**, São Paulo, n. 284, p. 14-19, out. 2010.

JAMES, E. J. **Gas dynamics**. Boston: Allyn and Bacon, 1984.

KAKAÇ, S.; KWOK, C. K.; LI, R. Y.; CHEN, Z. Y. **Handbook of single-phase convective heat transfer**. New York: Wiley-Interscience, 1987.

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

LIN, S.; KWORK, C. C. K.; LI, R. Y.; CHEN, Z. H.; CHEN, Z. Y. Local frictional pressure drop during vaporization of R-12 through capillary tubes. **International Journal of Multiphase Flow**, Kidlington, v.17, n. 1, p. 95-102, 1991.

LIU, S.; WINTERTON, R. H. S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Kidlington, v. 34, n. 11, p. 2759-2766, 1991.

MCADAMS, W. H.; WOODS, W. K.; HEROMAN, L. C. Vaporization inside horizontal tubes, II Benzene-Oil mixture. **Transactions of the ASME**, Piscataway, v. 64, p. 193, 1942.

MELO, C.; NEGRÃO, C. O. R. Simulação numérica de tubos capilares utilizados como dispositivos de expansão em sistemas de refrigeração. In: ENCONTRO NACIONAL DE CIÊNCIAS TÉRMICAS – ENCIT, 2., 1988, Águas de Lindóia. **Anais...** Águas de Lindóia: [s.n.], 1988. p. 221-224.

MELO, C.; FERREIRA, R. T. S.; BOABAID NETO, C.; GONÇALVES, J. M.; STAHELIN, R. **Análise do desempenho de tubos capilares – Parte III**. Relatório de pesquisa. 1995. Florianópolis: Núcleo de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar (NRVA), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 1995. (Convênio EMBRACO/FEESC/EMC/UFSC).

MENDONÇA, K. C. **Análise experimental de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo lateral**. 1996. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.

MEZAVILA, M. M. **Simulação do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares não-adiabáticos**. 1995. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1995.

MIKOL, E. P. Adiabatic single and two-phase flow in small bore tubes. **ASHRAE Journal**, Atlanta, v. 57, n. 11, p. 75-86, 1963.

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

NAVAS, R. A. **Modelagem do escoamento transiente ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção**, 2004. 118 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2004.

OKAZAKI, M. Theoretical study for accelerated two-phase flow (I), constant area flow. **Bulletin of the JSME**, Shinano-Machi, v. 23, n. 178, p. 536-544, 1980.

PATE, M. B. **A theoretical and experimental analysis of capillary tube – suction line heat exchanger**. 1982. Thesis (Ph.D.) - Purdue University, West Lafayette, 1982.

PLANO Brasileiro para eliminação dos HCFCs é aprovado pelo Protocolo de Montreal. **Revista Abrava**, São Paulo, n. 294, p. 16-19, ago. 2011.

SEIXLACK, A. L. **Modelagem do escoamento bifásico em tubos capilares**. 1996. 175 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.

SEIXLACK, A. L.; NAVAS, R. A. Modeling of transient flow through capillary tube-suction line heat exchangers. In: INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE – IHTC, 13., 2006, Sydney. **Proceedings...** Redding: Begell House, 2006. Ref. HEX-28, 12 p.

SEIXLACK, A. L.; BARBAZELLI, M. R. Numerical analysis of refrigerant flow along non-adiabatic capillary tubes using a two-fluid model. **Applied Thermal Engineering**, Kidlington, v. 29, p. 523- 531, 2009.

SIMPIBOON, J.; WONGWISES, S. Numerical investigation of refrigerant flow through non-adiabatic capillary tubes. **Applied Thermal Engineering**, Kidlington, v. 22, p. 2015- 2032, 2002.

UNGAR, E. W.; STEIN, R. A.; BOYD, R. S.; BECK, W. D. **Analysis of the potentialities of using analog computers in the development of residential refrigeration (Phase I)**. Columbus: Battelle Memorial Institute, 1960.

WHALLEY, P.B. **Boiling, condensation, and gas – liquid flow**. Oxford: Clarendon Press, 1987.

XU, B.; BANSAL, P. K. Non-adiabatic capillary tube flow: a homogeneous model and process description. **Applied Thermal Engineering**, Kidlington, v. 22, p. 1801-1819, 2002.

YANG, C.; BANSAL, P. K. Numerical investigation of capillary tube-suction line heat exchanger performance. **Applied Thermal Engineering**, Kidlington, v. 25, p. 2014-2028, 2005.

ZANGARI, J. M. **Análise experimental de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo concêntrico**. 1998. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1998.